汽车技术创新与研发
系列丛书

现代缸内直喷式汽油机开发 上

基础理论、子系统和整机开发

范明强 ◎编著

DEVELOPMENT OF MODERN IN-CYLINDER DIRECT INJECTION GASOLINE ENGINE (Ⅰ)

BASIC THEORY, SUBSYSTEM AND WHOLE MACHINE DEVELOPMENT

机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

汽车技术创新与研发系列丛书

现代缸内直喷式汽油机开发（上）

——基础理论、子系统和整机开发

范明强　编著

机 械 工 业 出 版 社

本书分上下两册，上册包括缸内直喷式汽油机的基础理论、子系统开发以及整机开发案例，下册内容为新技术的开发与应用。本书内容包括关于缸内直喷汽油机工作机理的基础开发和各个子系统的开发经验，以及全球最新缸内直喷汽油机机型开发的详细介绍及其所运用的新技术、新工艺和新材料，并以翔实的试验数据和曲线图表，以及汽油机整机与零部件的彩色结构剖视图和外形布置图，全面地详细介绍了全球各大公司近 20 年来，特别是近 10 年来的最新研究成果和最新量产机型开发的成功经验，充分反映了现代缸内直喷式汽油机的发展历程和现状，及其目前所达到的最高技术水平，颇具实用参考价值。

本书适合汽车行业及内燃机行业技术人员阅读使用，也适合汽车专业及内燃机专业师生参考阅读。

图书在版编目（CIP）数据

现代缸内直喷式汽油机开发．上，基础理论、子系统和整机开发/范明强编著．—北京：机械工业出版社，2018．11

（汽车技术创新与研发系列丛书）

ISBN 978-7-111-61285-8

Ⅰ．①现…　Ⅱ．①范…　Ⅲ．①汽车－汽油机－燃油喷射系统－研究　Ⅳ．①U464．136

中国版本图书馆 CIP 数据核字（2018）第 248173 号

机械工业出版社（北京市百万庄大街 22 号　邮政编码 100037）

策划编辑：孙　鹏　责任编辑：孙　鹏

责任校对：王　延　责任印制：常天培

北京圣夫亚美印刷有限公司印刷

2019 年 1 月第 1 版第 1 次印刷

169mm×239mm · 30 印张 · 16 插页 · 612 千字

0 001—1 900 册

标准书号：ISBN 978-7-111-61285-8

定价：180．00 元

凡购本书，如有缺页、倒页、脱页，由本社发行部调换

电话服务	网络服务
服务咨询热线：010－88361066	机 工 官 网：www. cmpbook. com
读者购书热线：010－68326294	机 工 官 博：weibo. com/cmp1952
010－88379203	金 书 网：www. golden－book. com
封面无防伪标均为盗版	教育服务网：www. cmpedu. com

前言

preface

随着我国国民经济的快速发展和人民生活水平的不断提高，我国汽车工业飞速发展，已成为世界汽车生产和消费大国。但是，国内目前能自主开发及生产的乘用车及其发动机甚少，大多是引进国外技术或者合资生产的。面对国内如此巨大的汽车消费市场，我国必须掌握和拥有汽车及其发动机的核心技术，这样才能使我国的汽车工业进入自主开发和持续发展的良性循环的轨道。

当前，世界汽车工业面临能源紧缺和环境保护的双重挑战。由于全球有限的油气资源被加速消耗，能源紧缺状况越来越严重。从目前的发展趋势来看，新能源的开发和大量供应至少在50年以后，在此之前人类不得不继续利用油气资源作为汽车的主要能源，因此汽车的节能已成为全球关注的焦点。2012年，欧盟实施的强制性汽车二氧化碳排放法规要求所有乘用车的二氧化碳排放达到90g/km（相当于百公里燃油耗：汽油车3.8L，柴油车3.4L），而欧洲汽车制造商联合会（ACEA）根据现有的技术水平只能承诺达到120g/km的目标（相当于百公里燃油耗：汽油车5.1L，柴油车4.5L），与法规要求尚有不小的差距。美国也已正式通过汽车燃油耗法规，要求各汽车制造商的平均燃油经济性（CAFE）在2020年之前提高40%。这些严格的法规迫使汽车制造商不断开发和应用新技术来大幅度降低能源消耗。另一方面，汽车的大量使用已对全球大气环境造成污染，排放的二氧化碳引发温室效应使全球气候变暖，危及人类的生存环境。为此，继2009年实施欧Ⅴ废气排放标准后，欧盟议会又于2014年实施更为严格的欧Ⅵ废气排放标准；美国也于2014年全面实施EPA Tier2 Bin5废气排放标准。因此，汽车工业不仅将面临各种法规的压力，还要面对剧烈的技术竞争，其生存环境越来越严峻。

目前，我国乘用车发动机几乎全是传统的火花点火式汽油机，并且可以预计在今后很长一段时间内，火花点火式汽油机仍将是我国乘用车的主要动力装置。无论是从节能和减排，还是从发动机动力性能的角度来讲，现代缸内直喷式汽油机在进气道喷射汽油机的基础上，又将汽油发动机技术向前推进了一大步，从而成为世界汽油机发展历史上又一个

重要的里程碑。同时，缸内直喷式汽油机具有明显的节油效果，是当今汽车汽油机节能减排最有效也是最现实的途径，符合我国节能减排的大政方针，应该是我国车用汽油机的重要发展方向。

几乎一个世纪以来，人们始终在进行汽油缸内直接喷射的试验研究，但是只是在最近约20年以来，从三菱汽车公司在欧洲推出首款缸内直喷式汽油机开始，首次提供了可实际应用的汽油缸内直接喷射技术，缸内直喷式汽油机才成功地进入市场。它经历了壁面导向型、空气导向型和喷束导向型燃烧过程，以及分层充量和均质充量运行模式的变化历程。与直喷式柴油机相比，缸内直喷式汽油机需解决的难题明显要复杂得多，特别是分层充量运行模式的实现，在混合气形成、燃烧过程以及废气排放等方面的控制都非常复杂，在技术上有较大的难度。因此至目前为止，现代汽油缸内直接喷射的潜力尚未充分发挥，必须对汽油缸内直接喷射技术进行更进一步深入的研究。但是缸内直喷式汽油机在功率和转矩方面所能取得的效益，以及在降低燃油耗和有害物排放方面所存在的巨大潜力，使汽油缸内直接喷射技术成为汽油机发展的必经之路。

发动机小型化是现代乘用车汽油机的重要发展方向，而电控汽油缸内直接喷射技术、废气涡轮增压技术和可变气门控制技术则构成了现代乘用车汽油机小型化的三大核心技术。因此，本书将以较大的篇幅介绍诸如废气涡轮增压和可变气门控制等方面新技术的发展，及其在缸内直喷式汽油机上的应用状况，还有它们在节能减排方面的实际效果。

这种技术含量高的缸内直喷式汽油机，同时也成为现代车用发动机新技术、新工艺和新材料的重要载体，这能进一步增大缸内直喷式汽油机在节能减排方面的潜力。因此，本书也将以一定的篇幅介绍新技术、新工艺和新材料在缸内直喷式汽油机上的应用情况。

上述这些发展状况既为我国汽车工业的发展提供了新的机遇，也对汽车行业工程技术人员特别是产品开发人员的知识更新和开发技术水平提高提出了新的挑战。作者已在机械工业出版社翻译出版了德国内燃机经典著作《汽油机管理系统》和《缸内直喷式汽油机》两部引进版书籍，前者详述了现代汽油机电子控制技术的基础，后者专门介绍了现代缸内直喷式汽油机的基础理论和主要结构特点，可作为普及缸内直喷式汽油机的基础知识。而编写本书则旨在为我国汽车工作者进一步提供开发现代缸内直喷式汽油机的最新试验研究成果，特别是近10年来在现代缸内直喷式汽油机工程开发方面的经验，以便加深对现代缸内直喷式

汽油机工作机理和结构特点的理解，并通过全球主要典型机型开发过程和技术特点的详细介绍，为国内自行开发缸内直喷式汽油机提供有益的借鉴，拓宽开发设计的思路。

本书作者长期从事汽车发动机的研究和产品开发，主持开发成功了多款乘用车汽油机和商用车柴油机，特别是多年来潜心研究汽油缸内直接喷射技术，并一直密切关注世界各大汽车公司缸内直喷式汽油机的研究和发展状况，积累了较为丰富的实践经验和宝贵的技术资料。特别是近10年来，现代缸内直喷式汽油机技术又有了快速的发展，世界各大汽车公司相继开发出许多新技术和新机型，达到了更高的技术水平，作者认为非常有必要从工程开发的角度更为系统和详尽地介绍国外企业在这方面的最新技术成果，提供给国内同行作为借鉴，希望能与国内汽车行业从事实际工作的同仁分享。

本书由范明强教授级高级工程师编著，分上下两册，上册包括缸内直喷式汽油机的基础理论、子系统开发及整机开发案例，下册内容为新技术的开发与应用。本书编写时十分注重运用试验数据和结果，使读者能得到清晰的物理概念，而尽量避免不必要的数学推导。特别是注重使各方面的内容更适合工程实际运用。本书的内容丰富多彩，信息量大，涉及范围广，既有关于工作机理的基础开发和各个子系统开发方面的经验，又有全球最新机型开发的详细介绍，及其所运用的新技术、新工艺和新材料，并提供了翔实的试验数据和曲线图表，以及各种最新机型整机与零部件的彩色结构剖视图和外形布置图片，较全面地详细介绍了全球各大汽车企业近20年来，特别是近10年来的最新试验研究成果和最新量产机型开发的成功经验，充分反映了当今世界现代缸内直喷式汽油机的发展历程和现状，及目前所达到的最高技术水平。因此，本书既能作为学习基础理论的教科书，又能作为广大工程设计和研发人员的工具书，具有非常好的实用价值。特别是读者可从国外现代缸内直喷式汽油机的发展历程中得到启示，根据我国的具体实际情况（燃油品质、使用和维修水平等），以及相关配套产业（燃油喷射系统、增压系统、可变气门机构、排气后处理系统等）的发展水平，按照先易后难的原则，采取分步开发的策略，例如先开发均质混合气燃烧机型再开发分层混合气燃烧机型，先开发单纯的缸内直喷式机型再开发与可变气门机构组合的机型，先开发非增压机型再开发增压机型直至两级增压机型，使我国自主开发的缸内直喷式汽油机的燃油耗逐步改善，废气排放水平跟随国家实施的排放标准逐步提高，稳步推进我国乘用车汽油机的发展，避免或

者尽量少走弯路，尽快赶上国际先进水平。因此，本书特别适合于工程技术和产品开发工作的参考，使我国从事现代缸内直喷式汽油机技术研究和产品开发的工程技术人员在实际工作中有所借鉴，有助于提高缸内直喷式汽油机的技术开发水平，同时也适用于大专院校中与内燃机相关专业的教师、研究生和大学生的知识更新和参考。

在本书编写过程中所引用的大量资料中，除了作者多年来在实际工作中积累的经验和技术资料外，还参考了很多国外已公开发表的相关的文献资料，特此说明并对相关公司和作者一并表示感谢。

2017年恰逢作者范明强教授级高级工程师75周岁暨从事内燃机事业50周年，谨以本书作为一点有意义的纪念奉献给广大读者，也可算是编著者从事内燃机事业一生中为我国内燃机行业所做的一点绵薄贡献。

最后，作者希望本书能对国内汽车行业广大工程技术人员和大专院校师生的实际工作和学习有所帮助，也竭诚欢迎广大读者对本书的不足之处予以指正。

范明强

上册目录

contents

前言

第 1 章　概述 …… 1

1.1　汽油机混合气形成方式的演变 …… 1

1.2　缸内直喷式汽油机的发展历史 …… 7

1.3　现代缸内直喷式汽油机的分类 …… 10

1.4　提高缸内直喷式汽油机节能减排效果的途径 …… 11

第 2 章　基础开发 …… 15

2.1　燃油喷射 …… 15

2.1.1　燃油喷雾试验 …… 15

2.1.2　喷束特性 …… 17

2.1.3　油滴速度和直径的测量 …… 20

2.1.4　油气混合 …… 23

2.1.5　汽油缸内直接喷射对喷束特性的基本要求 …… 25

2.1.6　汽油缸内直接喷射的改善效果 …… 26

2.2　缸内充量运动 …… 31

2.2.1　缸内充量运动的基本分析 …… 31

2.2.2　滚流积分测量法 …… 32

2.2.3　滚流微分测量法 …… 33

2.2.4　充量滚流运动测量的影响因素 …… 36

2.2.5　充量运动对工作过程和循环波动的影响 …… 40

2.3　混合气形成及其燃烧 …… 49

2.3.1　分层稀薄混合气及其燃烧 …… 50

2.3.2　均质混合气及其燃烧 …… 57

2.3.3　分层混合气的着火特性 …… 59

2.3.4　滚流燃烧过程的潜力 …… 69

2.3.5　喷束引导分层燃烧过程的潜力 …… 78

2.3.6　双次喷射均质燃烧过程的潜力 …… 88

2.3.7　分层混合气起动和均质分段喷射的潜力 …… 98

2.4　涡轮增压与缸内直接喷射组合的节油潜力 …… 106

2.4.1　增压与缸内直接喷射的协同作用 …… 106

2.4.2　增压直喷式汽油机各种运行模式的节油潜力 …… 112

2.5　米勒循环与可变压缩组合的节油潜力 …… 119

2.5.1　压缩比和膨胀比的影响 …… 119

2.5.2　进气门早关对实际奥托过程的影响 …… 121

2.5.3 全负荷时进气门早关的潜力 …… 122
2.5.4 部分负荷时进气门早关与残余气体消除节流的比较 …… 123
2.5.5 进气门早关时压缩的可变性 …… 124
2.6 低压直接喷射燃烧过程 …… 125
2.6.1 汽油低压直接喷射特性 …… 126
2.6.2 燃烧过程的评价方法和预设计 …… 127
2.6.3 废气排放和燃油耗特性 …… 129
2.6.4 机油稀释的评估 …… 132
第3章 子系统开发 …… 136
3.1 系统概述 …… 136
3.2 进气系统开发 …… 138
3.2.1 进气滚流调节阀 …… 138
3.2.2 进气涡流调节阀 …… 141
3.2.3 可变进气管 …… 142
3.3 燃油喷射系统开发 …… 149
3.3.1 低压输油泵 …… 151
3.3.2 高压燃油泵 …… 151
3.3.3 燃油共轨 …… 157
3.3.4 共轨压力调节器 …… 158
3.3.5 共轨压力传感器 …… 158
3.3.6 电控喷油器 …… 158
3.4 点火系统开发 …… 166
3.4.1 缸内直喷式汽油机对火花塞的要求 …… 166
3.4.2 缸内直喷式汽油机火花塞技术的现状 …… 168
3.4.3 缸内直喷式汽油机火花塞技术的改进 …… 169
3.5 废气再循环系统开发 …… 174
3.5.1 废气再循环的作用 …… 174
3.5.2 废气再循环系统的分类和比较 …… 177
3.5.3 废气再循环的特性及其控制 …… 180
3.5.4 废气再循环的效果 …… 181
3.5.5 组合废气再循环系统的应用 …… 182
3.5.6 废气再循环阀的开发 …… 187
3.5.7 废气再循环冷却器的开发 …… 194
3.5.8 废气再循环的潜力 …… 202
3.6 废气后处理系统开发 …… 207
3.6.1 均质燃烧直喷式汽油机的废气后处理 …… 207
3.6.2 分层燃烧直喷式汽油机的废气后处理 …… 212
3.6.3 吸附式 NO_x 催化转化器 …… 214
3.7 降低颗粒排放的措施 …… 229
3.7.1 影响颗粒排放形成的主要因素 …… 231
3.7.2 采取措施降低颗粒数排放 …… 239
3.7.3 降低实际行驶颗粒排放 …… 245

3.8　电子控制系统开发 …… 254
3.8.1　基本概况和要求 …… 254
3.8.2　转矩控制方式 …… 256
3.8.3　控制策略 …… 257
3.8.4　电控单元 …… 258
第4章　典型机型开发 …… 260
4.1　三菱滚流－壁面导向分层燃烧直喷式汽油机 …… 260
4.1.1　控制策略 …… 260
4.1.2　主要技术措施 …… 265
4.1.3　发动机性能 …… 272
4.1.4　进一步的改进 …… 272
4.2　丰田涡流－壁面蒸发分层燃烧直喷式汽油机 …… 274
4.2.1　系统概况 …… 275
4.2.2　分层混合气的控制策略 …… 276
4.2.3　燃烧特性 …… 279
4.2.4　应用 EGR 和催化器降低 NO_x 排放 …… 282
4.2.5　节气门控制系统 …… 283
4.2.6　排放和燃油经济性 …… 284
4.3　欧宝均质燃烧直喷式汽油机 …… 284
4.3.1　技术方案的选择及其性能比较 …… 285
4.3.2　结构简介 …… 286
4.3.3　性能开发 …… 291
4.4　奔驰多次喷射直喷式汽油机 …… 296
4.4.1　基础发动机 …… 296
4.4.2　多次喷油策略 …… 301
4.4.3　废气后处理方案 …… 304
4.4.4　发动机性能 …… 307
4.5　丰田缸内直喷－进气道喷射组合式汽油机 …… 309
4.5.1　发动机概况和主要技术规格 …… 310
4.5.2　提高性能 …… 312
4.5.3　改善燃油经济性 …… 318
4.5.4　D－4S 喷油系统控制 …… 319
4.6　奥迪废气涡轮增压直喷式汽油机 …… 321
4.6.1　开发目标和主要技术指标 …… 321
4.6.2　基础发动机简介 …… 324
4.6.3　进排气系统和燃油系统的改进 …… 337
4.6.4　发动机性能的改善 …… 342
4.7　大众废气涡轮－机械复合增压直喷式汽油机 …… 346
4.7.1　概况 …… 346
4.7.2　开发目标及其方案 …… 348
4.7.3　结构简介 …… 351
4.7.4　复合增压装置的运行状况 …… 364

4.7.5 增压空气冷却和燃油耗 …… 367
4.7.6 喷油和燃烧过程 …… 368
4.7.7 发动机控制 …… 372
4.7.8 废气排放控制措施 …… 373
4.8 宝马双涡轮增压直喷式汽油机 …… 374
4.8.1 开发目标 …… 375
4.8.2 发动机简介 …… 376
4.8.3 喷油系统 …… 377
4.8.4 增压系统和废气后处理装置 …… 379
4.8.5 性能试验结果 …… 385
4.8.6 动态性能的优化 …… 387
4.8.7 应用高精度喷射改善排放 …… 390
4.9 大众具备停缸功能的直喷式汽油机 …… 391
4.9.1 策略和机型的选择 …… 391
4.9.2 燃油耗优化及其挑战 …… 392
4.9.3 结构转换和工作原理 …… 393
4.9.4 智能化充量调节 …… 395
4.9.5 发动机控制和行驶性能的调整 …… 396
4.9.6 部分停缸运行的节油效果 …… 396
4.10 马勒三缸 1.2L 小型化直喷式汽油机 …… 397
4.10.1 开发背景 …… 397
4.10.2 开发目标 …… 398
4.10.3 基础发动机 …… 399
4.10.4 喷油和燃烧的开发 …… 405
4.10.5 增压系统的开发 …… 405
4.10.6 进气系统和废气再循环系统的开发 …… 408
4.10.7 降低摩擦损失 …… 410
4.10.8 动力性能和燃油耗 …… 411
4.11 大众三缸 1.0L 小型化直喷式汽油机 …… 412
4.11.1 开发目标 …… 412
4.11.2 基础发动机 …… 414
4.11.3 废气涡轮增压器 …… 419
4.11.4 滚流进气道和高压燃油喷射 …… 419
4.11.5 整机性能及其发展前景 …… 420
4.12 奥迪米勒循环直喷式汽油机 …… 422
4.12.1 开发目标 …… 423
4.12.2 过程控制 …… 423
4.12.3 燃烧过程 …… 425
4.12.4 基础发动机 …… 429
4.12.5 降低燃油耗和 CO_2 排放的潜力 …… 429
4.13 大众模块化直喷式汽油机平台 …… 432
4.13.1 基本结构 …… 432

4. 13. 2　降低燃油耗的措施 …… 433
4. 13. 3　具有主动气缸管理功能的 1. 4L 机型 …… 433
4. 13. 4　新型模块化标准部件 …… 433
4. 13. 5　进气道开发及其燃烧过程的优化 …… 439
4. 13. 6　爆燃极限和燃烧速率对燃油耗的影响 …… 439
4. 13. 7　燃油耗和废气排放 …… 440
4. 14　宝马模块化发动机平台 …… 441
4. 14. 1　模块化标准部件的拓展 …… 441
4. 14. 2　模块化标准部件的构建 …… 442
4. 14. 3　模块化发动机标准部件简介 …… 445
4. 14. 4　降低 CO_2 排放的措施 …… 448
4. 15　沃尔沃模块化发动机平台 …… 449
4. 15. 1　基础发动机的模块化 …… 452
4. 15. 2　轻型结构方案 …… 452
4. 15. 3　低摩擦曲柄连杆机构 …… 453
4. 15. 4　气缸盖和气门机构 …… 453
4. 15. 5　采用可调式机油泵的润滑系统 …… 454
4. 15. 6　冷却系统 …… 454
4. 15. 7　用于不同功率的模块化增压系统 …… 454
4. 15. 8　气缸中央汽油直接喷射 …… 455
4. 15. 9　柴油机燃烧系统 …… 456
4. 15. 10　模块化废气后处理系统 …… 456
4. 15. 11　运行性能 …… 457
4. 15. 12　燃油耗 …… 458
参考文献 …… 461

下册目录

contents

前言

第 1 章　活塞组 – 气缸套 …… 1

1.1　新一代轻型活塞 …… 1

1.2　新型活塞裙部涂层 …… 7

1.3　新型活塞环涂层 …… 11

1.4　新型活塞销涂层 …… 22

1.5　镶铸复合气缸套 …… 26

1.6　压入式喷涂铁 – 铝气缸套 …… 29

第 2 章　轻型结构铸铁气缸体曲轴箱 …… 35

2.1　方案开发和零件结构 …… 35

2.2　浇注和凝固特性的数值模拟 …… 37

2.3　新铸造方法及其能量消耗和成本分析 …… 37

第 3 章　新型气门座圈材料 …… 40

3.1　用于新材料的硬化颗粒技术 …… 40

3.2　用户要求的验证试验 …… 42

第 4 章　新型增压系统 …… 45

4.1　可变涡轮截面增压器 …… 45

4.2　两级涡轮增压器 …… 53

4.3　电辅助涡轮增压器和电动压气机 …… 60

第 5 章　凸轮轴相位调节器 …… 78

5.1　历史回顾 …… 80

5.2　第一代两点式凸轮轴相位调节器 …… 82

5.3　第二代机械式无级凸轮轴相位调节器 …… 83

5.4　第三代液压式无级凸轮轴相位调节器 …… 84

5.5　第四代电动无级凸轮轴相位调节器 …… 102

5.6　各种凸轮轴相位调节器的比较 …… 113

第 6 章　全可变气门机构 …… 114

6.1　机械式全可变气门机构 …… 114

6.2　电液式全可变气门机构 …… 147

6.3　电磁式全可变气门机构 …… 161

6.4　全可变气门机构的充量运动和混合气形成 …… 186

6.5　全可变气门机构在直喷式汽油机上的潜力 …… 199

第 7 章　新型点火系统 …… 205

7.1　电晕放电高频点火系统 …… 205

7.2　激光点火系统 …… 213

7.3　微波点火系统 …… 220

第 8 章　可调式机油泵 …… 227
8.1　机油泵的节油潜力 …… 227
8.2　根据转速调节压力的可调式机油泵 …… 231
8.3　双联外齿轮可调式机油泵 …… 235
8.4　摆片滑盘可调式机油泵 …… 240
8.5　电动机油泵 …… 250
第 9 章　可调式冷却液泵 …… 257
9.1　全可调机械式冷却液泵 …… 257
9.2　电动－机械混合驱动式冷却液泵 …… 262
9.3　电动冷却液泵 …… 268
第 10 章　热管理 …… 280
10.1　热管理提高节油潜力 …… 280
10.2　热管理思路 …… 280
10.3　热管理技术及其效果 …… 281
10.4　优化热管理进一步降低燃油耗 …… 285
第 11 章　发动机小型化 …… 293
11.1　发动机小型化的分析 …… 293
11.2　汽油机的小型化 …… 296
11.3　汽油机小型化实例分析 …… 300
11.4　未来汽油机的高效小型化 …… 306
第 12 章　缸内直喷式汽油机的直接起动 …… 316
12.1　直接起动热力学 …… 317
12.2　直接起动试验装置 …… 320
12.3　直接起动试验结果 …… 321
12.4　结论 …… 325
第 13 章　代用燃料在缸内直喷式汽油机上的应用开发 …… 326
13.1　LPG 在缸内直喷式汽油机上的应用开发 …… 326
13.2　CNG 在缸内直喷式汽油机上的应用开发 …… 331
参考文献 …… 339

第1章 概　述

1.1　汽油机混合气形成方式的演变

汽油机的发展已经历了100多年的漫长历程，其中具有里程碑意义的发展阶段无不是以油气混合方式和机理的演变为标志的。从化油器式汽油机到进气道喷射式汽油机，一直发展到现代缸内直接喷射式汽油机，每次油气混合方式和机理的演变都将汽油机技术向前推进了一大步，使得汽油机在提高动力性能、降低燃油耗和废气排放等方面得到了大幅提升。

早期的化油器式汽油机，依靠新鲜空气流经进气总管入口处的化油器（图1-1）喉管，利用气流流速增加所产生的真空度（$\Delta p_h = p_o - p_h$）将汽油经主量孔1由主喷管4中吸出，通过被高速进气空气流雾化和汽油油滴本身的蒸发而与进气空气形成可燃混合气，再通过进气歧管将可燃混合气分配到各个气缸。此时的空燃比（进气空气质量/燃油质量）取决于化油器喉管的设计和量孔直径，而负荷的调节则是由控制节气门的开度调节进入气缸的油气混合气量来实现的，因此属于混合气外部形成的量调节方式。虽然，化油器式汽油机经过几十年的不断改进已经非常成熟，例如：在化油器中增设怠速油道补充供油形成浓混合气以满足怠速运转的需要；增设加速泵在瞬态加速时额外增加供油量以增大功率满足车辆加速的需求；采用多重喉管以满足改善油气混合的品质；采用双腔或多腔化油器以满足不同转速运转时的混合气形成要求等。但是，化油器因受到其油气混合气形成机理的限制，存在着难以克服的固有缺点，特别是无法完全避免喉管内气体流动阻力对发动机高转速转矩和最大功率的不利影响，同时一个化油器要为多个气缸供应混合

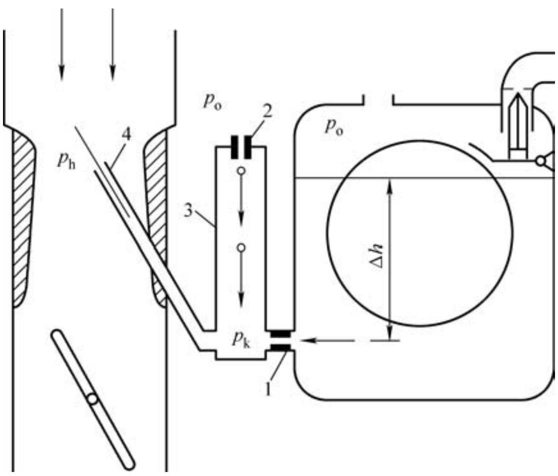


图1-1　化油器工作原理示意图

1—主量孔　2—空气量孔　3—通气管　4—主喷管

气，需要经过进气歧管较长的路径才能进入气缸，这样不仅各缸混合气分配均匀性难以控制，而且使得在工况变动时进入气缸的混合气浓度变化滞后，使得发动机加减速响应慢，这种情况在发动机冷起动时更为不利。由于汽油－空气混合气能在相当宽的空燃比范围内点燃，这种不太精确且没有任何反馈的空燃比控制方式，对早期汽油机的正常运行，以及在当时对废气排放要求不高的情况下，尚能满足汽油机运行的基本要求。

随着世界工业化的发展，汽车成为全球主要交通工具，但是作为汽车主要动力的这种化油器式汽油机废气中的有害成分（CO、HC 和 NO_x 等）对大气造成了污染，而燃烧产物 CO_2 又产生“温室效应”导致全球气候变暖。随着汽车数量的与日俱增，对人类生存环境的危害日益加剧，同时全球有限的油气资源被加速消耗，能源紧缺状况越来越严重，引发能源危机，影响全球经济的正常发展，因此汽车的节能减排已成为全球刻不容缓需要解决的重要课题。

从 20 世纪 70 年代末 80 年代初开始，化油器逐渐被电控喷油系统所替代，其主要原因就是，当初化油器式汽油机简单地加装氧化反应器并采用稀燃或废气再循环的方法，已不能完全满足废气排放法规逐步加严的要求，特别是不能满足对氮氧化物排放限制的要求，于是三效催化转化器应运而生。为了在三效催化转化器中能同时高效地降低汽油机废气中 CO、HC 和 NO_x 三种有害气体的排放，空燃比必须精确地控制在化学计量比（14.7∶1）上，而电控喷油系统可利用氧传感器对空燃比进行精确的反馈控制，从而提高三效催化转化器的废气净化效率，大幅度地降低汽油机尾气中的 CO、HC 和 NO_x 含量。因此，电控汽油喷射、三效催化转化器以及利用氧传感器反馈控制空燃比的组合成为现代汽油机的重要技术基础。

汽车废气排放标准对汽油机有害物排放限值的加严也促使电控汽油喷射技术不断改进。电控汽油喷射系统早期的设计是在进气总管中的节气门处（相对于以前化油器的部位），用一个喷油器进行单点喷射（图 1-2），混合气通过进气歧管分配到各个气缸还有相当长的距离，混合气中大量的汽油油滴附着在进气歧管的壁面上，不能均匀及时地进入气缸与空气混合。为了提高各气缸之间供油的均匀程度，并改善在瞬态变工况运行时对空燃比的实时控制，单点喷射逐渐被每缸一个喷油器在进气门附近喷射的气门口多点喷射系统（图 1-3）所替代。初期的多点喷射采用各个喷油器“同时喷射”或两缸一组的“分组喷射”方案，喷油时一些气缸的进气门处于开启状态，而另一些气缸的进气门则处于关闭状态。为了使得各个气缸间的油气混合过程相同，以减少某些气缸的 HC 排放，“同时喷射”和“分组喷射”又被更为完善的按点火顺序各缸进行“顺序喷射”所替代。

但是，汽油机的这种“进气道喷射”系统仍没有从根本上完全摆脱传统的混合气外部形成方式，并依然存在冷起动时和暖机期间 HC 排放高，以及加速响应性能不够理想的问题。这种进气道喷射式汽油机用的低压喷油器在 0.3～0.5MPa 的压力下将汽油以较大的油滴（直径＝150～300μm）喷向进气门的背部和进气口附

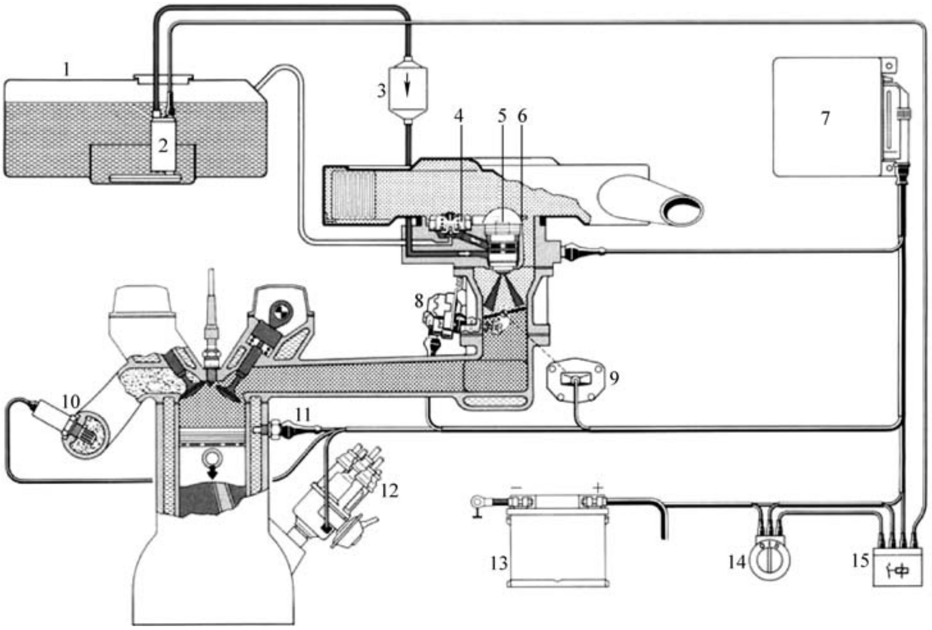


图 1-2　节气门体单点喷射系统

1—燃油箱　2—电动燃油泵　3—燃油滤清器　4—系统压力调节器　5—喷油器　6—空气温度传感器
7—电控单元　8—节气门位置调节电动机　9—节气门位置传感器　10—氧传感器
11—冷却液温度传感器　12—分电器　13—蓄电池　14—点火－起动开关　15—继电器

近的壁面上，只有少量的汽油能够在油滴到达壁面形成油膜之前直接在空气中蒸发。汽油的蒸发及其与空气的混合主要依靠进气门和进气道壁面的高温以及进气门打开时灼热的废气倒流和冲击。这种混合气形成方式，在发动机稳定工况下尚可满足要求，但在瞬态变工况（如车辆加减速，特别是急加速时）和发动机冷起动时，汽油的蒸发及油气混合严重不足，为了改善冷起动性能和提高加速响应性能，不得不过量喷油，然而这将造成大量未燃 HC 经排气门进入三效催化转化器。特别是在冷起动时，三效催化转化器正处于低温状态而尚未达到起燃温度发挥净化作用，这样就会造成很高的有害物排放，成为车辆达到废气排放标准限值的主要障碍之一。特别是从国 3 排放标准开始，取消了最初的 40s 暖机阶段，而是从冷机一起动就开始进行排放测试，冷起动的排放问题变得更为突出，从而严重地影响到发动机总排放水平的达标。据有关统计资料表明，在与我国汽车排放标准测试循环相似的新欧洲行驶循环（英文缩写 NEDC，德文缩写 NEDC）和美国城市标准测试循环（FTP－75）中，冷起动有害物排放量占总排放量的份额最多可高达约 90%，由此可见发动机冷起动废气排放的重要性。

汽油缸内直接喷射（图 1-4）不仅从油气混合机理上可以解决上述瞬态变工况和冷起动时油气混合不足的问题，而且还可带来很多其他方面的好处，从而有利于

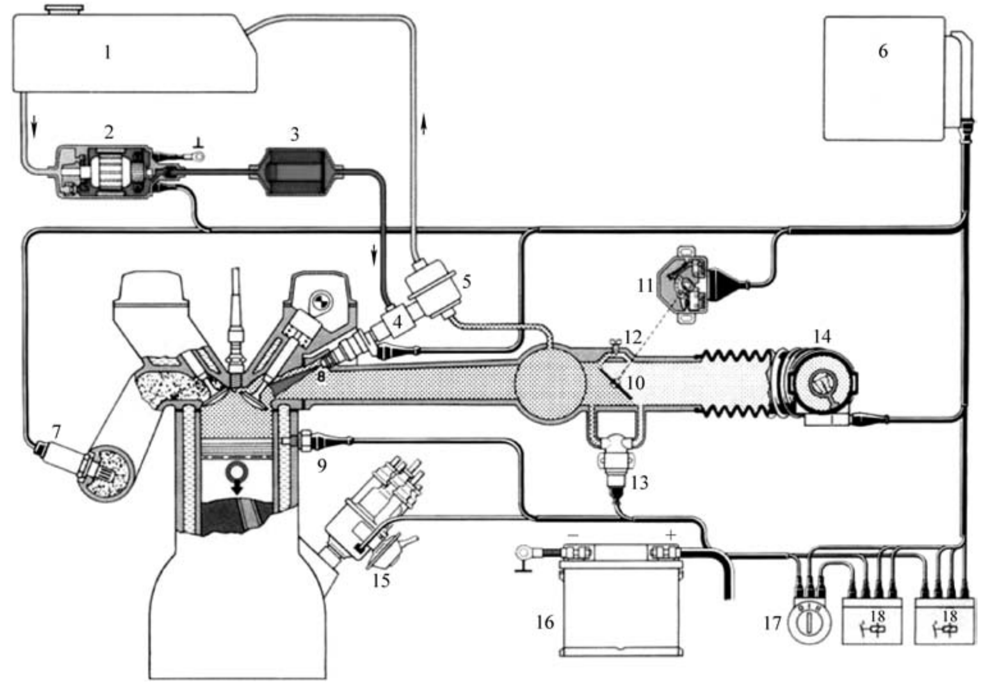


图 1-3　气门口多点喷射系统

1—燃油箱　2—电动燃油泵　3—燃油滤清器　4—燃油分配管　5—压力调节器　6—电控单元
7—氧传感器（λ 传感器）　8—喷油器　9—冷却液温度传感器　10—节气门　11—节气门位置传感器
12—怠速转速调整螺钉　13—怠速转速调节器　14—热膜空气质量流量计　15—分电器　16—蓄电池
17—点火－起动开关　18—继电器

提高汽油机的热效率，达到节能减排的目标。

一是随着汽油喷射技术的进步，现代缸内直喷式汽油机的供油压力已达到 5 ~ 12MPa，又采用带旋流的喷油嘴，雾化性能得以提高，喷雾油滴的平均直径约为 20μm。一滴这样大小的油滴在 200℃空气中，仅需 3.4ms 就能完全蒸发。如果发动机的转速为 1500r/min 的话，这段时间仅相当于 31℃A（曲轴转角，英语缩写 CA，德语缩写 CA，下同）。若在压缩行程后期喷入气缸，由于空气温度升高而蒸发加快，同样 20μm 的油滴在 300℃空气中只需要 2.4ms 就能完全蒸发，即使在较高的转速 2500r/min 下也只相当于曲轴转动 36℃A，因而汽油的蒸发及其与空气的混合可主要依靠喷雾来实现，基本能满足缸内直接喷射对油滴蒸发速度的要求，再加上缸内空气运动的辅助，瞬态变工况（如车辆加速时）和冷起动时不再需要过量喷油，冷起动喷油量得以大大减少（图 1-5），有害物排放量也就能大幅度降低。同时，由于汽油直接喷入气缸内，消除了进气道喷射时形成壁面油膜的弊病，明显地改善了瞬态变工况时对空燃比的实时控制，不但能改善车辆的加速响应性能，而且还能降低此时的有害物排放。

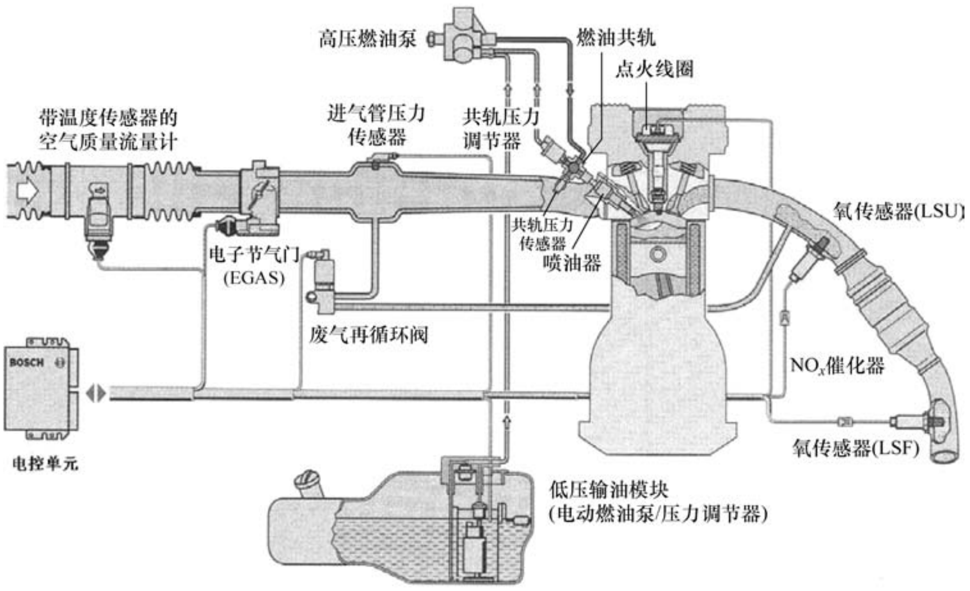


图1-4　缸内直喷式汽油机系统示意图

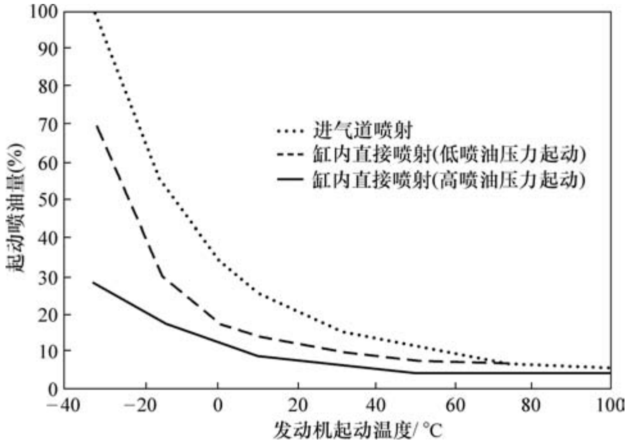


图1-5　在不同起动温度下缸内直接喷射与进气道喷射起动油量的比较

二是因汽油是直接喷入气缸的，油滴蒸发主要依靠从缸内空气中吸热而并非从壁面吸热，因而能使混合气的温度降低和体积减小，从而有利于提高充气效率，降低爆燃倾向和提高压缩比。计算表明，在汽油油滴蒸发完全依靠从空气中吸热或者完全依靠从壁面吸热这两种极端情况下，缸内混合气的体积在空燃比为12.5（满负荷运行时常用的空燃比）时将相差大约7%，而在压缩上止点前混合气的温度将相差大约50℃。因此，与进气道喷射汽油机相比，缸内直喷式汽油机的充气效率

可提高10%，同时爆燃倾向也大为降低，这表现在受爆燃限制的点火时刻可提前若干曲轴转角，而且压缩比可提高1.5～2，有利于提高汽油机的热效率，降低燃油耗约2%。特别是有利于汽油机采用增压，并应用较高的压缩比，克服了由于增压汽油机压缩比较小而对部分负荷燃油耗所带来的不利影响，同时提高了增压汽油机在2500r/min以下的低转速范围内的增压压力，1200r/min时的转矩能够提高25%，这样就能大大改善汽油机的低速转矩特性和车辆的机动性。

三是由于汽油直接喷入气缸内，可实现稀薄混合气分层燃烧，使得低负荷工况时的空燃比可提高到40以上，从而无须关小节气门限制进气量，实现无节流运行，采用像柴油机那样的质调节方式，基本上避免了发动机在换气过程中的泵气损失，有利于降低燃油耗。同时，在高空燃比情况下，由于混合气物性的改变使得绝热指数增加以及混合气分层运行燃烧在燃烧室中央进行，周围有隔热的空气层而减少了壁面热损失，使得发动机的热效率进一步提高。由于汽车发动机经常在低负荷工况下运行，因此分层混合气燃烧的直喷式汽油机可使平均燃油耗降低15%～20%。在欧洲机动车排放组合循环（MVEG）行驶试验中其燃油耗（图1-6，见彩插）和在新欧洲行驶循环试验中的CO_2排放（图1-7）明显低于进气道喷射汽油机，已达到了相当于非直喷式柴油机的水平。

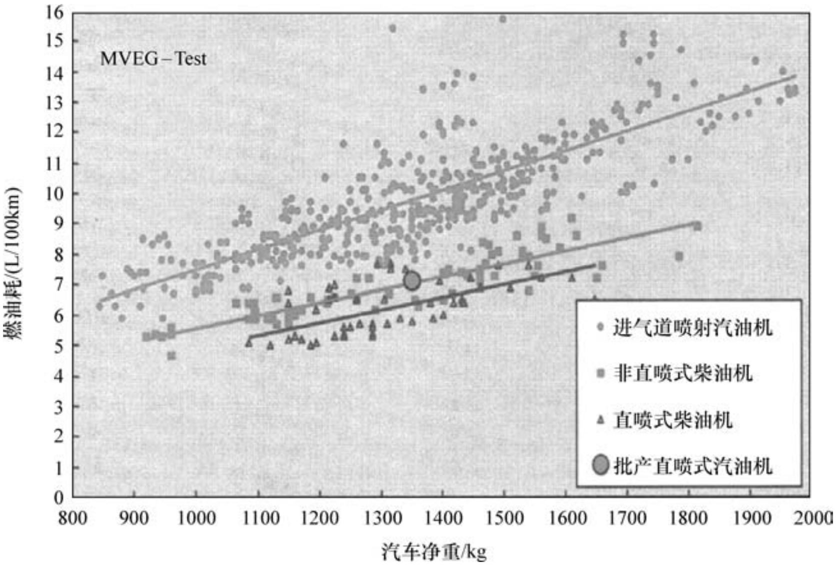


图1-6　缸内直喷式汽油机燃油耗与其他发动机的比较
（机动车排放组合循环MVEG试验结果）

图1-8示出了现代汽油机各种技术措施节油潜力的比较。从图中可以清楚地看出，作为单一措施，汽油缸内直接喷射蕴藏着最大的节油（即降低CO_2排放量）的潜力。因此，无论是从节能减排的角度，还是从提高汽油机动力性能的角度来

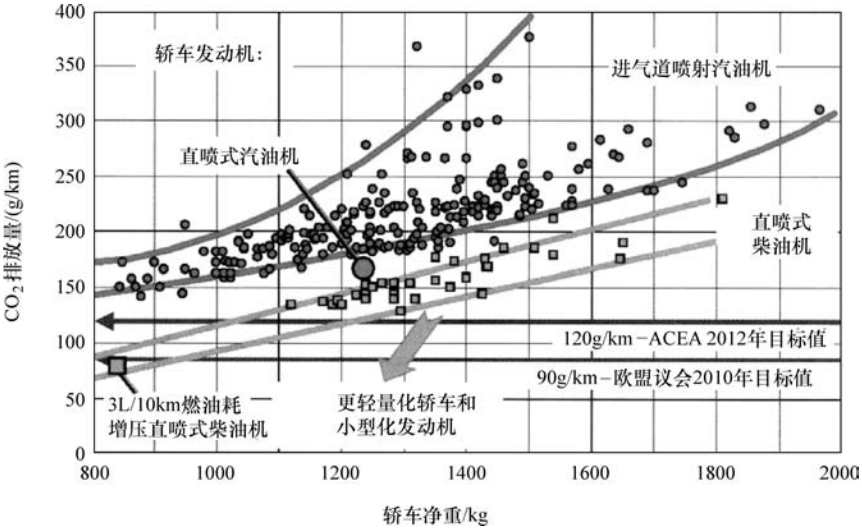


图 1-7　各种轿车 CO_2 排放量的比较（新欧洲行驶循环 NEDC 试验结果）

讲，现代缸内直喷式汽油机在进气道喷射技术的基础上，又将汽油发动机技术向前推进了一大步，从而成为世界汽油机发展历史上又一个重要的里程碑。

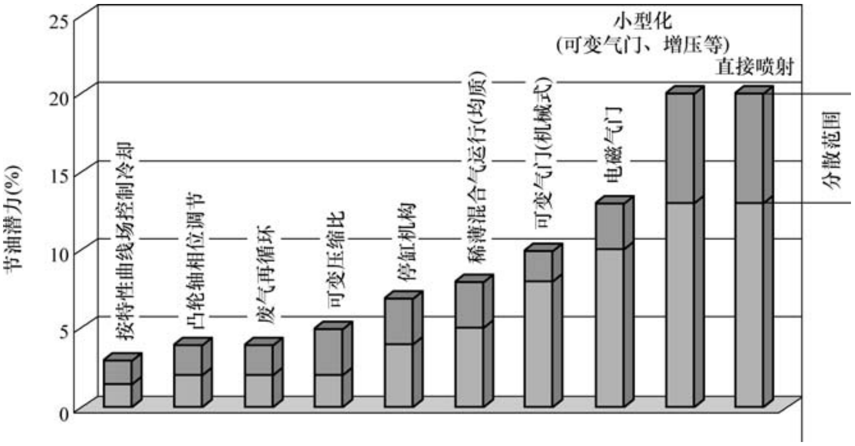


图 1-8　汽油机各种技术的节油潜力

1.2　缸内直喷式汽油机的发展历史

在内燃机出现的早期，即 20 世纪初，人们就曾对汽油缸内直接喷射方式进行过研究。1900 年，德国 Deutz 公司就曾经生产过汽油缸内直接喷射的固定式发动机。以后，汽油缸内直接喷射技术的应用范围逐步转移到活塞式航空发动机上。20

世纪30年代，在第二次世界大战前夕，德国已开始用Daimler Benz和BMW公司生产的汽油缸内直接喷射发动机装备军用飞机。航空发动机采用汽油缸内直接喷射技术所取得的成果，自然也引起了人们将其应用到汽车上的兴趣。但是，当时并没有对化油器式汽油机的燃烧方法作重大改动，通常是为了提高汽车发动机的功率，往往仅在现有的气缸盖结构基础上，为配备汽油直接喷射喷油器而进行相应的修改，因此开发的重点侧重于喷油装置及其调节。1938年，德国空军研究所（DVL）和Bosch公司合作首先致力于汽车二冲程缸内直喷式汽油机的研究，并且完成了装车试验。Daimler Benz公司也于1939年推出了专供赛车使用的四冲程缸内直喷式汽油机。直到1952年，汽油直接喷射才首次批量应用于轿车，Gutbrod公司首先使用Bosch公司提供的机械控制式汽油喷射系统批量生产装有二冲程缸内直喷式汽油机的轿车，因二冲程汽油机采用缸内直接喷射之后可避免扫气过程中的燃油损失，与当时的化油器式汽油机相比，其燃油耗节约了25%～40%。1954年，Mercedes Benz公司首次推出了排量为3.1L的四冲程直列6缸M198缸内直喷式汽油机（图1-9中图），搭载于300SL型轿车。

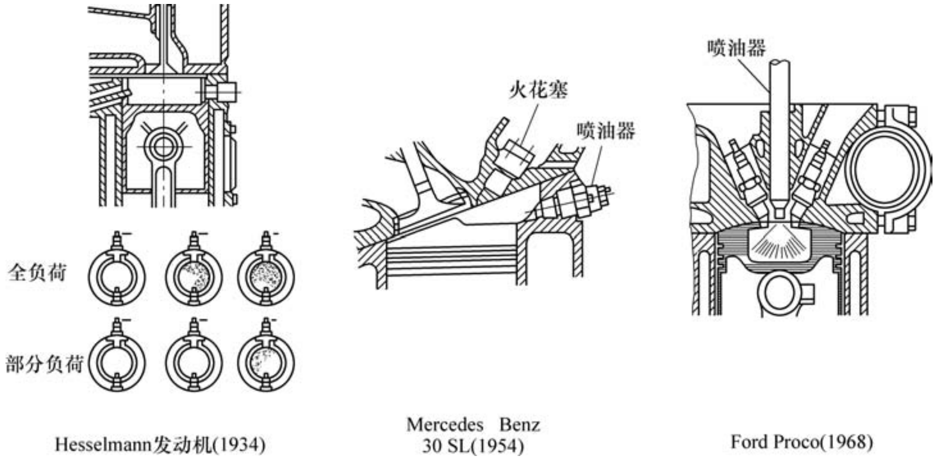


图1-9　缸内直喷式汽油机发展初期的几种机型

1934年，德国就开始研究如何通过把燃油直接喷入燃烧室而得到不均匀的混合气，即分层充量（图1-9左图）。20世纪五六十年代，美国Texaco公司推出的TCP（Texaco Combustion Process）燃烧系统，以及1968年Ford公司推出的PROCO（Ford－Programmed Combustion Process）燃烧系统（图1-9右图），都力求通过分层稀薄燃烧方式来提高压缩比，使汽油机在保持本身优点的前提下，在燃油经济性方面达到或接近柴油机的水平。但是，由于缸内直喷式汽油机既有喷油系统又有点火系统，结构较为复杂，成本也较高，同时在燃烧室内实现分层燃烧的调试比较困难，开发费用大，再加上当时的缸内汽油直接喷射系统的喷雾特性尚不能完全满足缸内直喷式汽油机的要求，且又缺乏供稀薄燃烧用的NO_x后处理技术，无法满足

当时的排放法规，而在 1980 年后电子控制的进气道喷射汽油机开始出现，已能满足当时美国较为严格的排放法规。因此，虽然汽油机采用缸内直接喷射分层稀燃技术当时已显示出较高的热效率，但是直到 20 世纪 80 年代末仍没有进入实用阶段。

随着内燃机及其燃油喷射技术的进步，特别是基于微电子技术的计算机技术的迅速发展，为汽油机缸内直接喷射技术的重新发展提供了前提条件，同时迫于节能和环保要求日趋严厉的压力，人们又对汽油机缸内直接喷射寄予新的期望，因而 20 世纪 90 年代世界各国又重新加强了对汽油机缸内直喷技术的研究，同时新一代缸内汽油直接喷射系统研制成功，其系统压力明显提高，喷雾特性也随之明显改善，已基本能满足缸内直喷式汽油机混合气形成的要求，而且采用蓄压共轨电控喷射，能灵活地根据运行工况要求调整喷油时间和相位，为现代缸内直喷式汽油机的成功奠定了技术基础。

至 1996～1997 年，日本三菱和丰田公司成为后起之秀，率先相继将其开发的缸内分层稀燃直喷式汽油机投入批量生产。尽管由于受到当时发动机控制技术发展水平的限制，调节策略尚未达到理想优化的程度，首款量产的机型尚未能充分利用汽油缸内直接喷射所具备的节油潜力，但是已利用了比进气道喷射系统改善了的全负荷潜力，并通过消除壁面油膜的弊病，明显改善了非稳态运行性能，特别是在发动机尚未暖机状况时的性能，而分层混合气运行又进一步消除了部分负荷运行时的节流，从而获得了比进气道喷射汽油机节油效果明显的前提条件，同时在降 NO_x（$DENO_x$）吸附式催化转化器技术领域内的突破，使得在未来废气排放法规下汽油机有可能实现节油效果明显的稀薄运行，这就大大增强了世界各国在该领域内的开发积极性。特别是最近 10 多年来，燃油喷射系统专业制造商的汽油缸内直接喷射设备及其电子控制系统日趋成熟和完善，以及降 NO_x 吸附式催化转化器技术的不断进步，在此基础上诸如 VW、BMW 和 Mercedes Benz 等欧洲汽车公司，不断推出了动力性能优异、节油效果明显并达到当时实施的欧 4/欧 5 排放标准的新款缸内直喷式汽油机轿车，标志着汽油缸内直接喷射技术，无论是在喷油系统、缸内空气运动和燃烧过程的组织及其调试方面，还是在电子控制系统和废气后处理系统等方面都已达到相当成熟的程度，开始进入蓬勃发展的崭新阶段。

虽然缸内分层稀燃直喷式汽油机具有较大的节油潜力，但是它必须在部分负荷时形成分层混合气，而在大负荷和全负荷时形成均质混合气，并且要在这两种运行方式之间进行瞬态转换，而且必须做到响应快、转换平顺且使驾驶人无明显的感觉，因此对喷油系统、混合气形成与燃烧过程的稳定性以及发动机电子控制系统提出了很高的要求，整个发动机的控制比较复杂，成本高，而且还必须专门配用吸附式降 NO_x 催化转化器以及使用低硫汽油。因此，基于性价比和使用条件限制（如低硫汽油的供应等）的考虑，有的机型已开始采用在所有运行工况下全部以均质混合气运行，这样一来发动机的电子控制系统就要简单得多，也无须应用吸附式降 NO_x 催化器以及低硫汽油，而电控单元和三效催化转化器基本上可与进气道喷射机

型通用，从而使得发动机成本明显低于以分层混合气燃烧运行的机型，只是其燃油耗略为逊色，但仍要比进气道喷射汽油机低 5% ~9%。1999 年，Fiat – GM – Opel 动力总成公司在 2.2 – Ecotec 进气道喷射汽油机的基础上推出的该公司第一台 2.2 – Direct Ecotec直喷式汽油机，就是在经过综合经济效益评估后，决定放弃分层混合气燃烧而仍沿用均质混合气燃烧，与进气道喷射机型相比较，其标定功率提高 6%，最大转矩提高 8%，低速转矩提高 6% ~10%，燃油耗降低 6%，并达到当时实施的欧 4 排放标准。2006 年，BMW 公司开发的 335i – 3.0L 轿车上搭载的直喷式汽油机也采用均质混合气运行。VW 公司在我国大连生产的缸内直喷式汽油机，也正是因为考虑到我国市场目前暂时无法供应低硫汽油的实际情况，将原机型的分层混合气燃烧过程改为全均质混合气燃烧过程。

此外，应当指出，如果这种均质混合气直喷式汽油机采用高废气再循环，也可实现稀薄燃烧，那么其与分层混合气燃烧在燃油耗上的差别将会进一步缩小。同时，分层混合气运行并不是减少换气过程泵气损失降低燃油耗的唯一途径，可变气门机构也可以达到这种效果。如果均质混合气燃烧的直喷式汽油机与可变气门机构结合起来，其燃油耗可与分层混合气燃烧的直喷式汽油机相当。

1.3 现代缸内直喷式汽油机的分类

迄今为止，现代缸内直喷式汽油机已开发出很多种类，图 1-10 示出了缸内直喷式汽油机的分类，从中也可以大致看出现代缸内直喷式汽油机发展的脉络，其中油束引导分层燃烧因具有多方面的优势，发展比较快，壁面引导和空气引导两种分层燃烧则往往相互结合起来应用，而空气辅助喷射（或称为“低压混合气直接喷射系统”）因其系统较为复杂且运行范围受到一定的限制而并未得到推广。均质燃

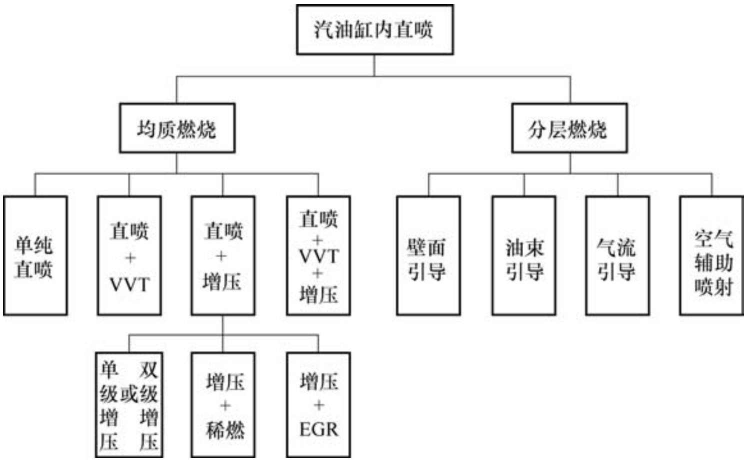


图 1-10　现代缸内直喷式汽油机的分类

烧虽然在燃油耗方面稍有逊色，但因其简单、可靠、成本低，而且废气后处理技术较为成熟，特别是氮氧化物排放易于控制，因此成为后起之秀，发展很快，特别是与稀燃、可变气门机构（包括凸轮轴相位调节器、可变气门正时（VVT）或全可变气门机构）和废气涡轮增压等现代先进技术相结合，在一定程度上弥补了其在燃油耗方面的缺憾。图 1-11 示范性地示出了两种现代缸内直喷式汽油机相对于传统进气道喷射自然吸气汽油机降低 CO_2 排放（即燃油耗）的潜力。

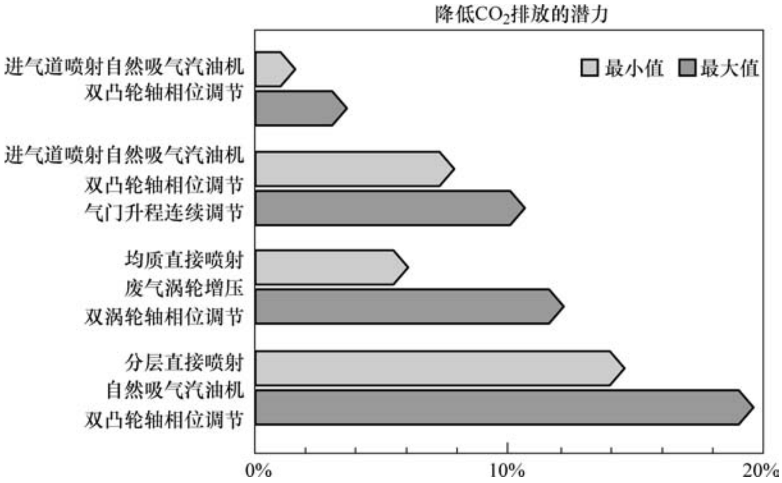


图 1-11　与传统进气道喷射（MPI）自然吸气汽油机相比
现代缸内直喷式汽油机降低 CO_2 排放的潜力

近几年，随着缸内直喷式汽油机小型化的发展，开始出现两级涡轮增压，它在提高发动机升功率和升转矩的同时，大幅度提高了增压直喷式汽油机低转速提升转矩的速率，大大改善了低速加速响应性能，将现代缸内直喷式汽油机推向了一个新高度。这些内容将在 2.4 节和 4.4 节中予以详细介绍。

1.4　提高缸内直喷式汽油机节能减排效果的途径

内燃机的燃油消耗率 b_e（g/kW·h）直接取决于有效效率 η_e：

$$b_e = \frac{A}{\eta_e} = \frac{A}{\eta_i \cdot \eta_m} = \frac{A}{\eta_{th} \cdot \eta_g \cdot \eta_m} \tag{1-1}$$

式中　A——与燃料热值和计算量纲有关的常数；

η_e——内燃机的有效效率（内燃机输出的有效功与消耗的燃油量之比）；

η_i——内燃机的指示效率（内燃机输出的指示功与消耗的燃油量之比）；

η_{th}——内燃机热力循环的理论效率（反映理论循环的有效程度）；

η_g——内燃机的相对效率（反映内燃机工作过程组织的完善程度）；

η_m——内燃机的机械效率（反映摩擦功、泵气和驱动附件的机械损失）。

因此，缸内直喷式汽油机要提高节能的效果，即在单纯的缸内直接喷射基础上要进一步降低其燃油消耗率 b_e，归根到底就是要提高整机的有效效率 η_e，也就是说要采取一切可能的措施来分别提高其 η_{th}、η_g 和 η_m 等参数。当今，在缸内直喷式汽油机上应用较为普遍的主要有以下几种方法（它们的节油潜力可参见图 1-8）。

（1）采用增压技术

此前，由于受外部混合气形成方法和燃油抗爆燃性能的制约，增压技术在汽油机上的应用一直受到限制。汽油缸内直接喷射为增压技术在汽油机上的应用创造了有利条件，同时随着废气涡轮叶轮用的耐高温合金材料的发展、增压器的小型化、增压中冷和可变涡轮截面技术的完善以及两级增压技术的应用，增压缸内直喷式汽油机的理论效率 η_{th} 和相对效率 η_g 可望得到明显的提高，有效地降低燃油耗。

（2）废气再循环（EGR）

废气再循环（EGR）是通过改变排气门开闭相位将部分废气存留在气缸中（内部 EGR）或通过 EGR 阀将废气从排气管中重新返回到气缸中（外部 EGR），因减少了气缸中充量的含氧量，从而能降低燃烧温度，抑制缸内氮氧化物的生成，是降低缸内原始氮氧化物排放的有效方法，而外部冷却 EGR 的应用进一步提高了这种减排效果。同时，在部分负荷运行工况时采用高 EGR 率，能够实现无节流运行和稀薄燃烧，有利于提高缸内直喷式汽油机的相对效率 η_g 和机械效率 η_m。此外，均质混合气直喷式汽油机在部分负荷时采用高 EGR 率，也可实现稀薄燃烧，那么其与分层混合气燃烧在燃油耗上的差别将会进一步缩小。

（3）凸轮轴相位调节器和全可变气门机构

凸轮轴相位调节器能调节进排气凸轮轴的相位，从而改变进排气门的开闭相位，而全可变气门机构则可以根据发动机运行工况的需要，有针对性地调节进排气门的配气正时和升程，不仅能够明显地减小节流损失，而且还能提高缸内充量运动及其对 EGR 的相容性，有效地改善缸内混合气的形成，提高相对效率 η_g 和机械效率 η_m，并能借其实现和调节缸内废气再循环。此外，借助于全可变气门机构可以在一定程度上调节发动机的有效压缩比，使得部分负荷时发动机能在较高的压缩比下运行，提高缸内直喷式汽油机的理论效率 η_{th}。

（4）发动机小型化

发动机小型化是指缩小发动机的总排量（特别是减少气缸数）而不降低甚至提高整机的动力性能指标，主要是通过增压来提高发动机的强化程度，获得高的升功率和升转矩，特别是采用两级增压还能明显提升低转速时的转矩特性，从而获得更好的加速响应性能。发动机小型化能够将运行工况点移向较高的负荷范围，使发动机大部分时间在相对效率 η_g 较高的工况下运行，有效地解决了部分负荷效率大幅度下降的问题，同时机械效率 η_m 也有所提高，具有显著的节油效果。发动机小型化的节油效果要比停缸控制技术更明显，而且可省掉复杂的停缸控制以及停缸所

带来的某些负面影响，因此发动机小型化已成为乘用车发动机节能减排的一个重要的发展方向。因发动机小型化涉及诸多方面，4.11 节“发动机小型化”将予以详细论述，第 5 章还将结合具体机型来阐明如何实施发动机小型化及其节能减排的效果。

（5）减少机械损失

通过合理的结构设计和改善润滑及冷却条件，减少摩擦损失、泵吸损失和辅助设备的功率消耗，均能提高机械效率 η_m，从而可直接提高发动机的有效效率 η_e。机械损失的减少涉及诸多方面，其中较重要的，一是曲柄连杆机构和气门机构中的摩擦损失，特别是活塞组与气缸套之间的摩擦副；二是传动辅助设备所消耗的功率，特别是应用可按发动机特性曲线场根据运行状况需求进行调节的机油泵和冷却液泵及其热管理系统，对提高发动机的有效效率 η_e 产生直接的影响，具有明显的节油潜力。

从前面图 1-8 所示出的汽油机各种技术的节油潜力比较可以清楚地看出，上述这些技术措施对缸内直喷式汽油机的节能均具有显著的效果，已成为乘用车缸内直喷式汽油机发展不可分割的一个重要方面，其中发动机小型化是现代乘用车缸内直喷式汽油机的主要发展方向，而电控汽油缸内直接喷射技术、废气涡轮增压技术和可变气门控制技术则构成了现代缸内直喷式汽油机小型化的三大核心技术。

据预测，采用这些技术的缸内直喷式汽油机的市场份额将不断增长，至 2020 年这些机型将占到轿车发动机市场接近一半的份额（图 1-12，见彩插）。因此，本书在详细阐述缸内直喷式汽油机的基础理论和结构设计特点之后，还将以较大的篇幅介绍这些方面技术的发展及其在乘用车缸内直喷式汽油机上的应用状况及其节能减排的实际效果。

至于内燃机降低废气排放方面，不妨也参照以上关于节能方面用效率连乘的方法来表达影响整机减排效果的因素：

$$\eta_T = \eta_I \cdot \eta_A \cdot \eta_E \tag{1-2}$$

式中　η_T——对废气中某种有害物的总净化效果；

η_I——对废气中某种有害物的机内净化效果；

η_A——对废气中某种有害物的机外净化效果；

η_E——对废气中某种有害物的废气再循环净化效果。

由式（1-2）可见，要使缸内直喷式汽油机满足未来废气排放标准的要求，必须在实现机内净化，即改善混合气形成及其燃烧过程降低原始排放（提高 η_I）的同时，采用废气再循环（EGR）（提高 η_E）和废气后处理技术（提高 η_A）。

值得指出，节能和减排是当今汽车发动机所面临的一个问题的两个方面，它们既相辅相成，而有时又相互矛盾，必须根据具体机型及其应用场合、发动机不同的运行工况点以及所实施的废气排放标准等方面的因素，按照主次要求有所侧重，针对性地采取相应的对策和措施，尽量兼顾两方面的要求，以达到尽可能好的综合效

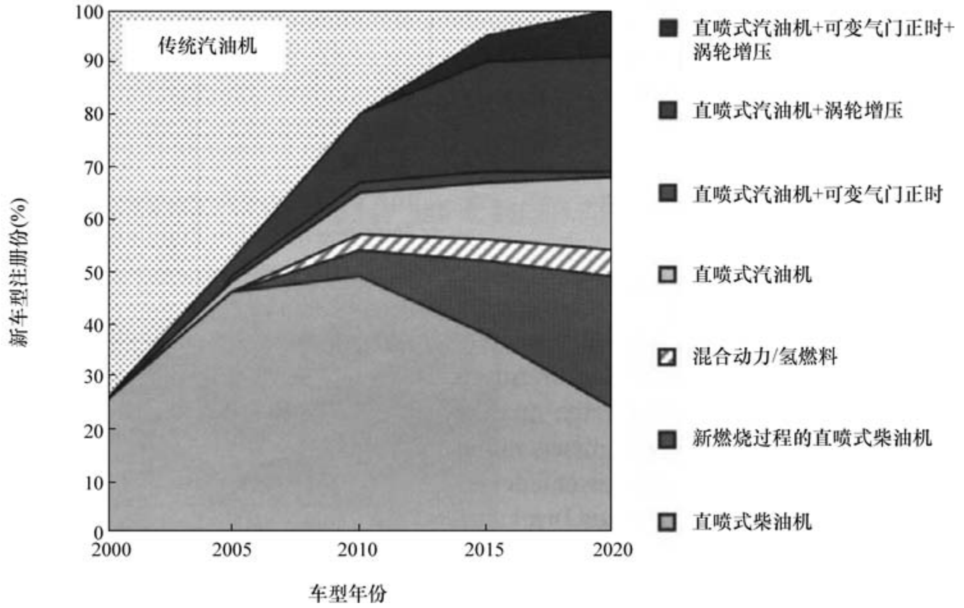


图 1-12　2000—2020 年轿车发动机市场份额分布的预测

果，这确实是一项既有技术难度又非常细致的匹配试验工作。

第2章 基础开发

人们在开发现代汽油机缸内直接喷射技术时，力图综合传统汽油机和柴油机两方面的优点。虽然同样都是缸内直接喷射，但是由于汽油和柴油物性的不同，它们在燃油喷雾、混合气形成和燃烧过程等方面的机理有很大的差异，因此对燃油喷射、缸内充量运动的组织和燃烧室的设计等方面也有其独特的要求。只有对汽油机的工作过程扬长避短，对油（燃油喷射）气（充气效率及其缸内充量运动）室（燃烧室形状及其尺寸）三方面的最佳匹配进行精心设计和调试，才能充分发挥汽油缸内直接喷射在工作机理方面的优势，充分挖掘现代缸内直喷式汽油机节能减排的潜力。

2.1 燃油喷射

无论对汽油机还是柴油机而言，燃油喷雾特性是获得良好燃烧过程的基础。缸内直喷式汽油机为了获得有效而稳定的燃烧过程，特别是对于分层混合气燃烧过程更是至关重要，必须考察汽油喷束的特点和稳定性，因此首先应观测从喷油开始直到扩展成锥形喷束的整个过程，对汽油喷束的特性进行定性或定量的描述，以便使缸内空气运动和火花塞位置达到尽可能好的匹配。

为了叙述方便起见，以下首先以某个试验实例作为示范，介绍观测燃油喷雾的可视化显示技术、油滴尺寸和速度的测量技术及其典型测量结果的分析。其中所用的试验设备及其参数和布置方案可根据具体情况予以调整，以满足不同场合的需要，达到所要求的试验目的。

2.1.1 燃油喷雾试验

（1）试验设备

图2-1是汽油喷雾试验台布置的示意图。这种试验台能够通过3面石英玻璃窗口观测在喷雾罐内低压环境中的油束喷射状况，并可由电视摄像机拍摄喷射油束的动态发展过程。它由下列部分组成：

1）4面配备石英玻璃观测窗口的可视化喷雾罐。它能够在 *X*、*Y* 和 *Z* 三个坐标方向进行位置调整。

2）高压燃油泵。最高喷油压力可达到15MPa。

3）气体供应源。能够使喷雾罐内的喷射背压在大气压和 1.2MPa 绝对压力之间调节，为了在每次喷雾之间排出油雾，配备了一套气体循环系统。

4）电子控制系统。用于单独控制试验台设备（喷油器、电视摄像机、频闪仪和多普勒相位分析仪等）。

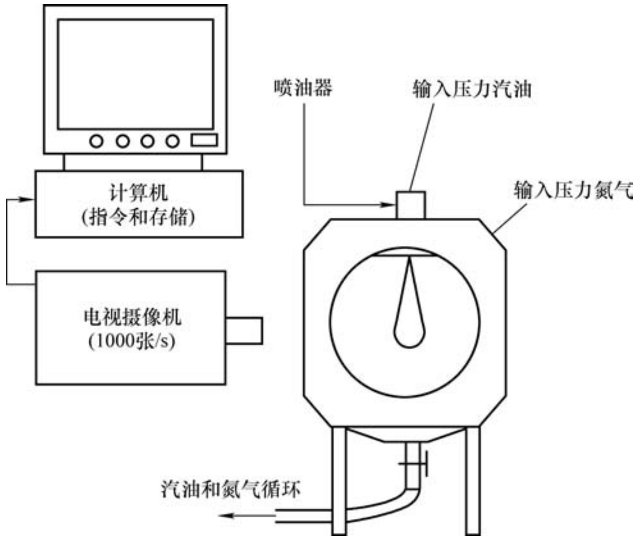


图 2-1　汽油喷雾试验台布置示意图

用无铅汽油进行试验，喷雾罐内的背景气体是温度约为 300K 的氮气，而汽油由一个目前应用较广的旋流式喷油器喷射，其喷油频率和持续时间则可由电子控制系统的喷油触发脉冲来进行调节。

（2）喷束可视化显示和油滴的观测方法

喷射油束的动态发展过程用一台高速电视摄像机拍摄记录，并可存储在计算机中，它具有以下特点：

1）计算机控制动态显示（CCD）黑白（或彩色）照片。

2）电子光圈。

3）由外部信号控制喷油频率和持续时间。

4）照片分辨率：512 × 380 像素。

5）存储量：680 张照片。

为了观察喷射油束的状况，可应用各种不同的照明技术。对称布置在喷雾罐两侧的两台频闪仪与高速电视摄像机和喷油同步辐射光线照明相配合，而在喷雾罐后面正对摄像机位置配置了一个闪光仪作为摄像吸收光源。在这种情况下应使用透射弧光灯，以使照明均匀。另外，还应用了一个配置在喷油器轴线上的激光器（6W 氩激光器），以便观察锥形喷束内部区域的情况。多普勒相位分析仪和可视化显示装置的配置示于图 2-2。发射传感器和接收传感器分别与照明平面成 15°角，以满

足测试效果最佳的油滴光线接收角。最重要的光学参数列于表 2-1 中。为了使得在测量体积中只有一个油滴，光束腰部最细处必须非常细小。所测得的结果已经证实，表 2-1 中所规定的可测油滴最大直径已完全足够了。

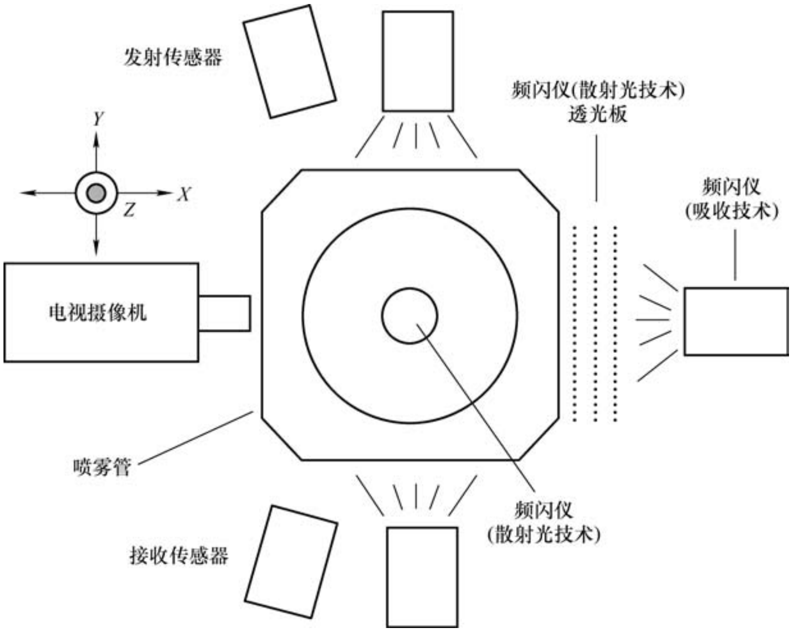


图 2-2　观测和测量油滴尺寸的试验台配置示意图

表 2-1　用于测量油滴直径的光学参数

波长	514nm
光束直径	1. 4mm
发射焦距	250mm
接收焦距	250mm
测量体积直径	117μm
条纹间距	3. 2μm
可测油滴最大直径	75μm

每次喷射采集一组图像，这样就能够观测到一次完整的喷油或喷束特性变化的某个瞬间。为了避免干扰光，将油束出现前的最后一幅图像从所有图像中删除。这种图像处理方法能够确定喷束的贯穿度和锥角及其所覆盖的表面积。

2. 1. 2　喷束特性

所有燃油喷雾试验以旋流式喷油器为例在下列试验条件下进行：

1）喷油压力：　3.0MPa

2）喷雾罐内环境压力（喷油背压）：　0.1MPa

3）喷油持续时间：　8ms

4）喷油量：　$55mm^3$/行程

观察喷束外部形状最实用的方法是利用频闪仪的反射光成像。为了能够在图像上无条纹地观察到小区域内，例如喷油器出口处（喷油器下方 10mm 处）的油束，间隔时间必须大于摄像机和频闪仪在技术上所能提供的极限。通过选择摄像机的最大光圈和移动频闪仪外部控制信号的相位，可以缩短曝光时间，这样就能够获得亮度相当满意的喷束图像，因此能够使拍摄的间隔时间缩短到 5μs。图 2-3 示出了在这些条件下所获得的一次喷射从开始直到终了的喷束扩展过程。

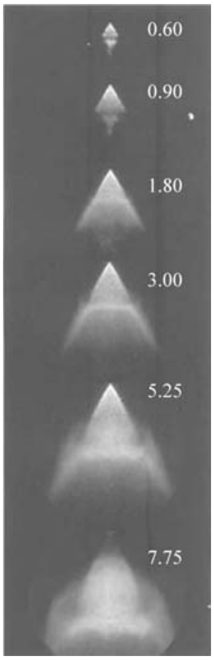


图 2-3　在散射光中的喷束扩展过程（单位：ms）

在喷射开始时，初始圆柱形喷束在其轴线上达到最大的贯穿度。这种初始圆柱形喷束是在喷油器针阀刚开始提升形成喷油条件时所产生的，并迅速雾化向周围气体中扩散。由于旋流式喷油器出口处的旋流运动使喷束形成圆锥形，2ms 以后其长度就超过了初始圆柱形喷束核心，同时在圆锥形喷束周围还可以观察到螺旋形的油滴云雾。在喷射期间，这种螺旋形云雾比较宽广，并远离喷油器头部。如果应用前面所述的图像处理方法，那么就能够自动得到定量描述喷束特性的参数（表面积、贯穿度和喷束锥角）量值。图 2-4 示出了在所采用的试验条件下获得的喷束特性参数量值。从图中可以清楚地看到，随着喷束的扩展，喷束的表面积几乎呈线性增大；喷束贯穿度在 1ms 以内因以比较密集的初始圆柱形喷束核心为主向前扩展而具有较大的斜率（即喷束扩展速度），大约 1ms 以后因逐渐向圆锥形喷束转化而使得贯穿度斜率趋缓，大约 2ms 以后因圆锥形喷束长度已超过了初始圆柱形喷束核心，其贯穿度斜率明显变缓，而喷束锥角则由于旋流式喷油器具备特有的旋流运动而在整个喷射期间始终相当稳定，几乎保持不变。

为了更加清晰地观察到喷油初期从初始圆柱形喷束核心直到扩展成完整的圆锥形喷束的变化过程，图 2-5 示出了初期喷束的放大图像，这样就能够观察到在该阶段出现液态组织的燃油带。初始核心喷束同时受到喷油器内部旋流和不稳定流动特性的强烈干扰，当该阶段结束时喷油速率提高，并出现旋流运动而使喷束能始终形成稳定的圆锥形。这种转变过程的特点是在初始的圆柱形喷束核心和完全扩展的圆锥形喷束之间形成一液态区。

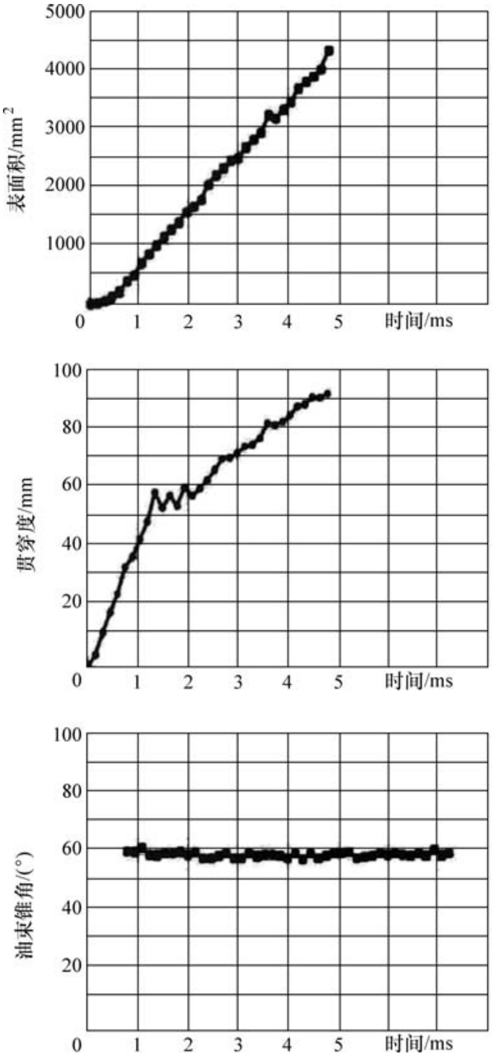


图 2-4 喷束特性

然而，上述所介绍的喷束拍摄技术尚无法观察到图 2-6 所示的效果，而只有应用另一种照明技术——光吸收技术才能观测到这种效果。图 2-6 示出了两张瞬态照片和一张平均合成照片，后者是由 80 次瞬态拍摄合成的。将图 2-6 中的瞬态照片与图 2-5 中的照片进行对比，就可以看到采用逆光拍摄技术拍摄的照片所获得的液态燃油带的分辨率要远比瞬态照片好得多。在平均合成照片上，在锥形喷束外边缘可以看到浅色和深色的线条，同时在靠近外部边界层处还出现表面波，在初始圆柱形喷束和圆锥形喷束之间出现的分离就是这种现象造成的。从图 2-7 可以看到，这种干扰波在锥形喷束内边缘是看不到的。这张照片是用激光照明（6W 氩激光器）

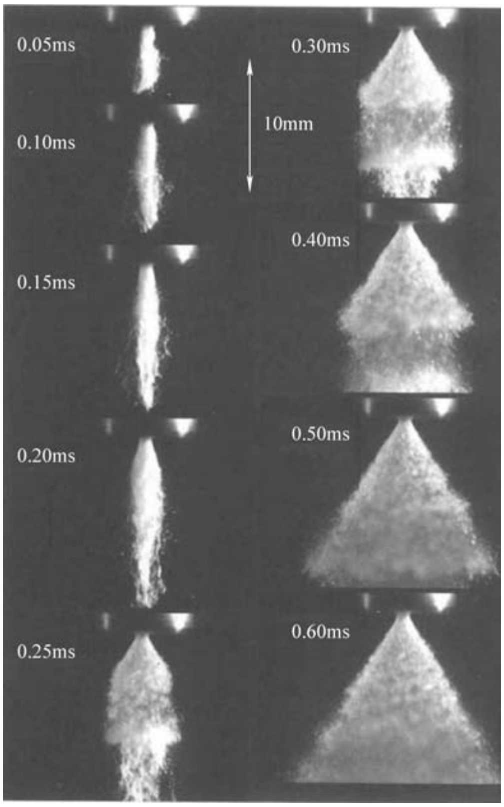


图 2-5　靠近喷油嘴出口处的喷束放大图像

拍摄的，凭借这种层析激光摄像技术就能够证实喷束内部液态燃油的消失。

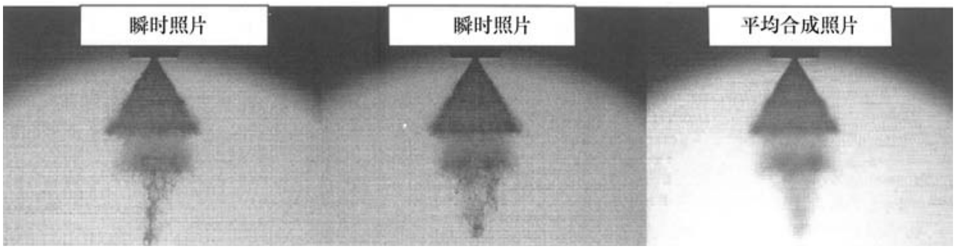


图 2-6　光吸收技术：瞬时照片和平均合成照片

2.1.3　油滴速度和直径的测量

图 2-8 示出了喷油期间测得的油滴速度和平均直径（算术平均值）。这些测量工作是采用多普勒相位分析仪（PDPA）进行的，测量点位于离喷油嘴 38mm（Z 坐标值，参见图 2-2）的平面上，图中的测量结果是在该平面上 3 个径向位置（锥

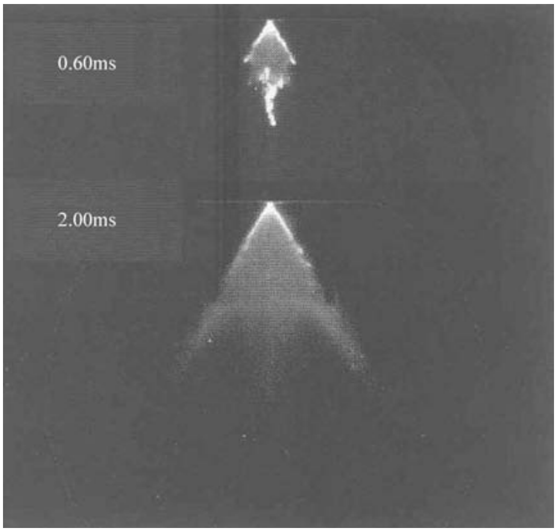


图 2-7 喷束的层析激光摄像

形喷束轴线上 $Y=0$mm，锥形喷束中 $Y=20$mm 和锥形喷束外 $Y=28$mm）上测得的，每个位置上测量了约 5000 次喷油，因此所获得的油滴平均速度和绍特（Sauter）平均直径具有相当满意的精确度。

（1）锥形喷束轴线上的测量结果

从图 2-8 可以看到，在距离喷油嘴 38mm 的锥形喷束轴线上，直到 4ms 时油滴的直径和速度分别从 20μm 和 20m/s 减小到 15μm 和 5m/s 以下。这些测量值涉及初始核心油束及其“尾巴”，其速度的降低和直径的减小是由液态燃油和周围静止气体之间的相对运动和混合所造成的。油滴越小，速度越低，因为与周围静止气体之间的摩擦使较大油滴的速度降低要比小油滴少。

在初始喷束通过以后，由于微小的油滴急剧聚集在测量体积中，使得测量变得更加困难，但是可以等到喷油开始后 5～7ms 时，油滴的速度基本保持不变，大约为 17m/s。在喷油接近终了时，测量就变得比较容易进行了。形成喷束尾巴的油滴变得越来越大，而其速度却变得越来越低。在喷油嘴针阀关闭过程中，由于喷油压力降低而产生这些大的油滴，发动机上存在的问题就是由于这些油滴滞留在喷油嘴附近而无法迅速和足够均匀地与周围空气混合所产生的。

（2）锥形喷束内部的测量结果

如果在径向位置（$Y=20$mm）上考察锥形喷束，在某段时间内既看不到油滴平均速度的降低，也看不到油滴平均直径的减小，油滴的平均速度约为 23m/s，其平均直径约为 25μm，但是却可发觉油滴直径的波动很大。油滴直径及其速度之间的相互关系示于图 2-9，该图显示油滴越大，其速度就越高，然而存在着一种倾向：太小的油滴却速度较高，这些高速的小油滴是较大的油滴由于空气动力学作用

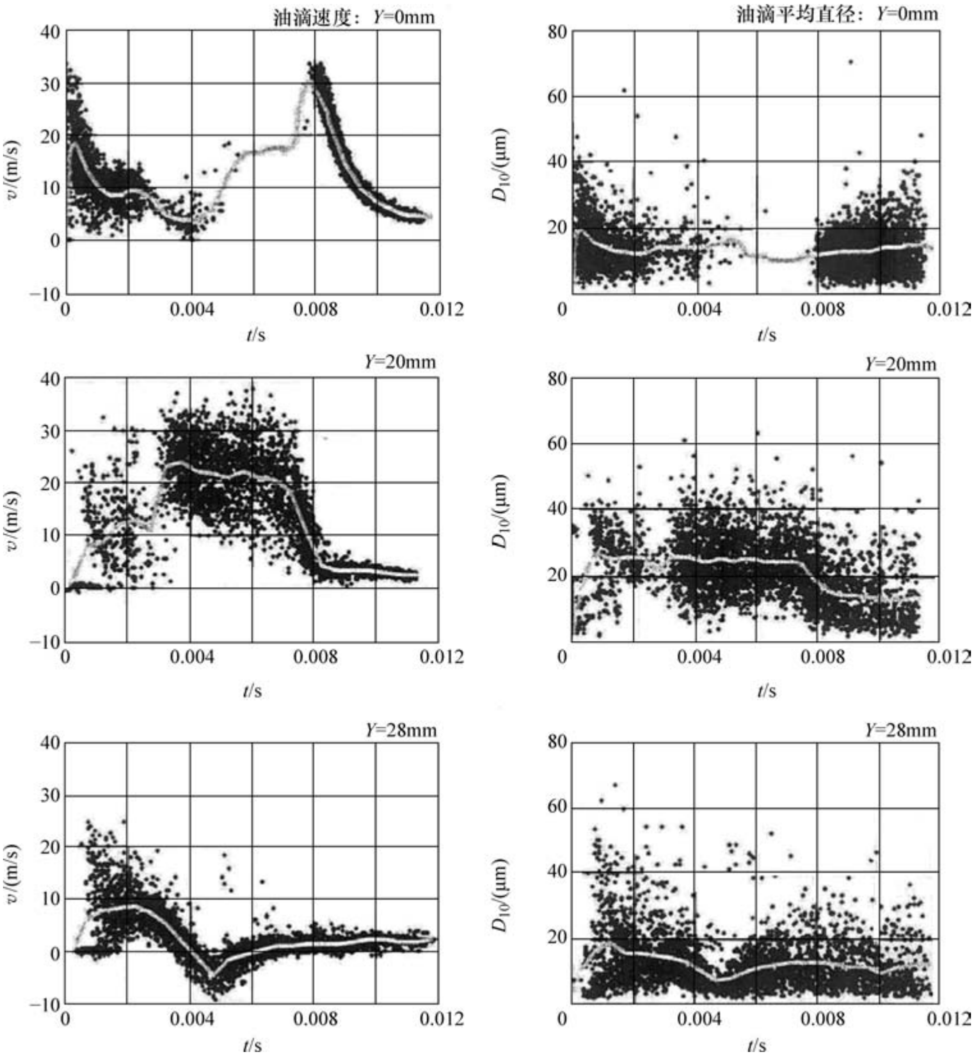


图 2-8　距离喷油嘴 38mm 平面上 3 个径向位置油滴的速度和尺寸

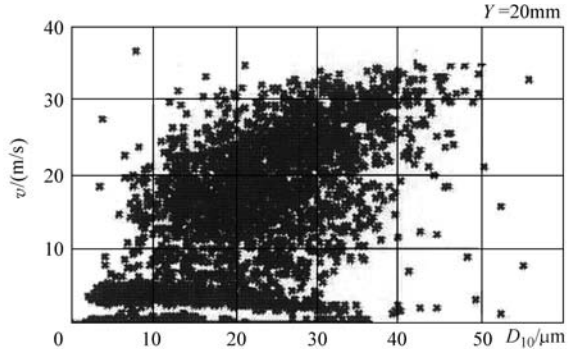
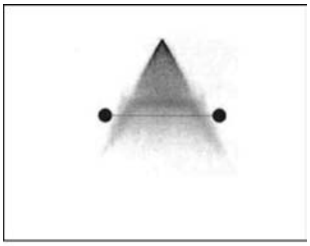


图 2-9　喷束内部（$Y=20$mm）油滴速度与直径的相互关系

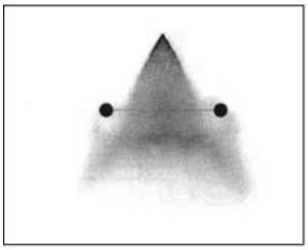
发生爆裂而形成的，这样由于油滴与周围气体之间的相对速度而产生的二次雾化由此得到了证实。

（3）锥形喷束外部的测量结果

若在喷束的外缘进行测量，在喷油开始时能够观测到直径为50μm和速度为70m/s的油滴，然后无论是油滴速度还是直径都不断减小，直到速度出现负值和直径减小到5μm（喷油开始后5ms）。比较图2-10上两张照片的图形就可以解释这种负测量值，这是由于外部旋流贯穿测量体积所产生的。因为在螺旋形油滴云雾经过以前测量到的是正速度，而当螺旋形油滴云雾经过时测量到的就是负速度。



螺旋形油滴云雾经过前测得的是正速度



螺旋形油滴云雾经过时测得的是负速度

图2-10 喷射外部（$Y=28$mm）测量体积中的两种不同情况

综上所述，为了同时观测燃油喷束内外的特性，应采用各种不同的照明技术与高速摄像相结合，并应用多普勒相位分析仪测量油滴的尺寸和速度。利用这种照明技术和频闪仪的精确控制能够获得非常清晰的喷束图像，应用这些可视化技术所获得的定量参数能够进行喷束的宏观分析，包括喷束的贯穿度和锥角及其所覆盖的表面积。利用激光进行观测研究就能够从内部定性和定量地评价汽油缸内直接喷射喷油器所产生的锥形喷束特性，特别感兴趣的是在喷油开始时油束从圆柱形转变成圆锥形的过程，而图像的放大能够显示出喷油开始时表面波的发展，此外沿着喷束还能够看到油滴云雾，这种现象可以通过测量喷束外缘附近的负速度来证实。所有这些技术已经能够完成对汽油缸内直接喷射所用的喷油器产生的喷束进行完整的特性描述，有助于更好地了解环境压力、喷油压力、燃油的物理特性和喷油器的设计等诸多因素对喷束雾化的影响。

2.1.4 油气混合

与进气道喷射不同，缸内直接喷射只能在进气和压缩行程中进行，油气混合的时间相对较短。要能迅速地制备好可燃混合气，首先必须使汽油在燃烧室空间中迅速地散布开来，实现预想的宏观空间分布，其次必须使汽油油滴迅速地蒸发并与空气实现均匀的微观混合。

这一方面直接取决于喷油器的喷束特性，另一方面喷束的运动还会带动其周围空气运动而形成气流。由于空气是黏性流体，喷束及其所包含的油滴的运动都受到空气的摩擦阻力，向空气传递动量，带动其周围部分空气向前运动，形成一股气流，这股气流与周围空气形成速度差而产生湍流。同时，在气流和它所带动的周围空气随喷束向前运动时，后方出现真空度，于是在离喷束较远地区的空气向低压区

流动，造成比较有规律的明显的涡旋流动。喷束周围的空气涡旋流动和湍流的动量都来自于喷束油滴，因此涡旋流动和湍流的强度都与喷束有关。喷束油滴越细小、喷束初速度越大、喷束油滴质量之和越大，传递给气体的动量就越快越多，空气涡旋流动和湍流的强度就越强。

喷束所造成的空气涡旋流动和湍流都有助于油气混合。不仅涡旋流动能携带汽油蒸气和细小油滴运动参与油气混合，湍流也能加剧油气的扩散和混合。图 2-11 示出了旋流式喷油器以 5MPa 喷油压力将汽油喷入环境压力为 0.1MPa 的喷雾罐内时空气掺入到喷束中去的真实图像。旋流式喷油器产生的喷射油束大体上是空心圆锥体油束，其外表面形成了极佳的雾化，油滴直径小于 15μm，而大于 30μm 的大油滴存在于油束的中心。由于喷束与空气之间的相互作用，一方面在空心圆锥体中心产生了强烈的空气扰动，另一方面喷束运动诱发其周围空气的涡旋流动和湍流，促使周围空气掺入到油束中去（图 2-11 中的小白点是用示踪微粒显示出的空气运动轨迹）。从图中可以清晰地看到，特别是在喷油的中后期和喷油终了前，在喷束上部产生的大幅度涡旋流动加剧了空气掺入到油束中去，充分显示出了喷束运动诱发周围空气涡旋流动和湍流对油气混合的有利作用。

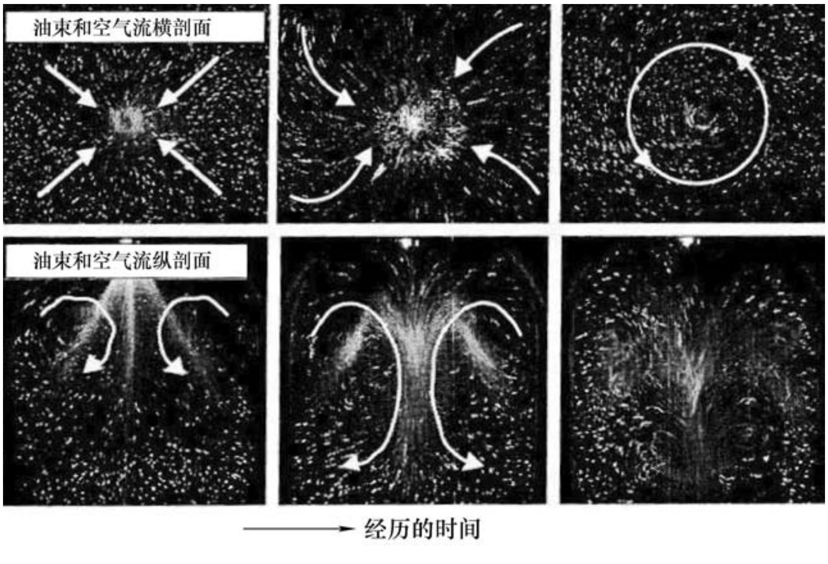


图 2-11　在喷雾罐中拍摄到的空气掺入到喷束中去的照片

（喷油压力 5MPa，环境压力 0.1MPa）

（图中的小白点是用示踪微粒显示出的空气运动轨迹）

值得一提的是，喷束若碰到燃烧室壁面会对喷束和汽油的空间分布产生直接的影响。碰撞的油滴可能粘在壁面上也可能飞溅出去，或者在接触热壁面后被迅速产生的蒸气推离壁面。飞溅的油滴往往被粉碎成更小的油滴，失去大部分的动能。喷束与壁面的相互作用既有不利的一面，又有可利用的一面。燃烧室壁面对喷束能起到导向作用，可在有组织的缸内空气运动的辅助下，被利用来形成所需要的分层混

合气。要利用这种现象，不仅要考虑燃烧室的形状，而且还要考虑喷射的位置、方向以及喷束的贯穿度等喷束特性。因不同机型形成分层混合气的机理不完全相同，将在以后相关的章节中或者结合典型机型的开发予以阐述，这样更易于理解它们彼此之间的相互作用。值得注意的是，汽油碰撞壁面后，会紧贴壁面形成一层过浓的混合气，应根据混合气形成和燃烧的不同要求，采取相应的措施（例如强烈的空气运动）加以利用，变成符合要求的油气混合和空间分布，以免产生不完全燃烧而形成炭烟和一氧化碳。

缸内直喷式汽油机要在缸内制取符合预期要求的混合气，关键在于恰当地利用喷束特性、空气运动的组织、喷束与燃烧室壁面的碰撞，其中喷束特性是起主导作用的，它直接影响油滴在空间的运动和分布，也决定了喷束所引起的空气涡旋流动及其强度，但是有组织的缸内空气运动和燃烧室壁面的辅助也是不可或缺的因素。因此，在缸内直喷式汽油机的开发过程中，应特别重视油、气、室三方面彼此之间的相互匹配。不同机型的主要区别就在于如何利用上述现象制备混合气，所达到的完善程度不同，节能减排的效果也就不尽相同。

2.1.5 汽油缸内直接喷射对喷束特性的基本要求

缸内直喷式汽油机要在气缸内实现理想的油气混合，对喷束特性的基本要求：一是要具备适度的喷束贯穿度和分散度，即所喷射的汽油喷束应根据燃烧的要求贯穿到燃烧室一定的深度，并将汽油分散在适度大小的空间中，不同机型需要的喷束贯穿度和汽油分散度也不尽相同，我们将在以后章节中结合具体机型来讨论；二是要求油滴大小合适，并能够及时在缸内蒸发。

汽油蒸发所需要的时间受喷雾油滴平均直径的影响非常大，油滴的蒸发速度与油滴直径的平方成反比。图2-12示出了计算所得到的不同直径油滴在不同空气温度下的蒸发时间。早期的缸内直喷式汽油机因受喷射技术水平的限制，喷雾油滴的平均直径约为80μm。一滴这样大小的油滴在200℃空气中需要大约55ms才能完全蒸发。即使发动机的转速为1500r/min的话，这段时间相当于495℃A（曲轴转角）。显然，蒸发时间过长，在这种情况下油气混合不能主要依靠喷雾来实现，这也是早期缸内直喷式汽油机发展受挫的重要原因之一。若将油滴直径缩小一半为40μm，在50℃空气中仍需要大约48ms才能完全蒸发，相当于在2500r/min转速下曲轴转动720℃A；即使在300℃空气中的蒸发时间也需要大约9.6ms，相当于曲轴转动144℃A，仍不能满足发动机转速在2500r/min时缸内直接喷射对油滴蒸发速度的要求。如果转速再增加，从喷油到点火的时间更短，则更不能满足油滴蒸发速度的要求。若将油滴直径再缩小一半到20μm，在50℃空气中也只需要大约12ms就能完全蒸发，相当于在2500r/min转速下曲轴转动180℃A。如果在压缩行程的后期喷油，空气温度升高，油滴蒸发速度就更快，这么小的油滴在300℃空气中就只需要大约2.4ms就能完全蒸发，相当于曲轴转动36℃A。

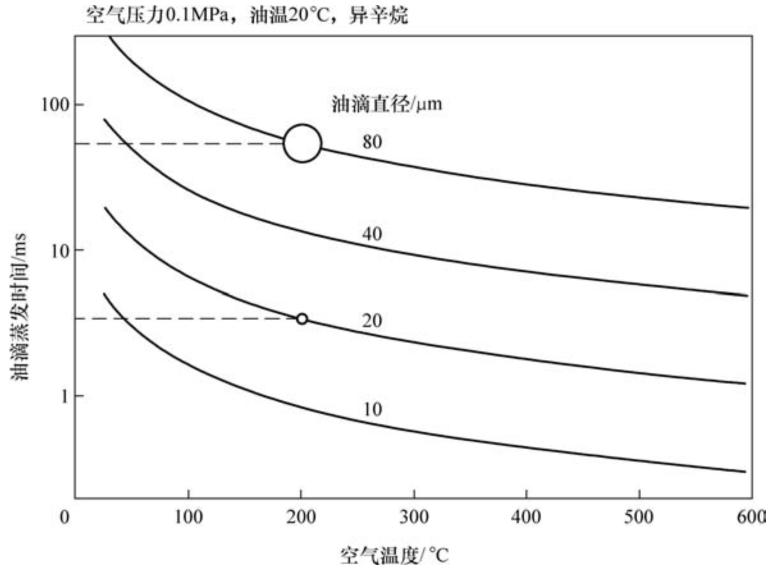


图 2-12　汽油油滴蒸发所需时间与油滴直径和空气温度之间的关系

由此可见，无论是在进气行程的早期喷射，还是在压缩行程的后期喷射，只有当喷雾的油滴平均直径小到 20μm 左右才能使汽油的蒸发速度初步满足缸内直喷式汽油机形成混合气的要求。国外某汽车公司曾因忽略或者没有理解这个对喷雾油滴直径的基本要求，试图利用油滴平均直径接近 40μm 的喷雾，来研制低喷油压力低成本的缸内均质直喷式汽油机而最终失败的教训就是最好的例证。

最后值得指出的是，虽然在一定温度下油滴的平均直径决定了汽油的蒸发速度，但是喷束中不同直径的油滴数目分布状况，即油滴大小的均匀度，却会影响到喷束中所有油滴完全蒸发所需要的时间。如果喷束中除了有很多细小油滴外还有一些大颗粒油滴，它们将需要更长的时间才能完全蒸发。当那些细小油滴蒸发后，剩下尚未蒸发油滴的平均直径可能增大，这将会影响到后期的蒸发速度，对混合气形成的完善程度有着不可忽视的不利影响，因此必须给予足够的重视，应根据不同机型的需求区别对待。

2.1.6　汽油缸内直接喷射的改善效果

（1）降低爆燃倾向

汽油缸内直接喷射喷雾油滴蒸发的机理与进气道喷射不同。进气道喷射是将汽油喷在进气门背面及其附近的进气道壁面上形成油膜，汽油的蒸发主要是依靠从进气门背面和进气道壁面上吸热来实现的，而缸内直喷式汽油机的汽油是直接以雾状喷入缸内空气中的，因而汽油油滴的蒸发可以直接从缸内空气中吸热。假定进气道喷射汽油机中汽油的蒸发完全依靠从进气道壁面吸热，而缸内直喷式汽油机中汽油

喷雾油滴的蒸发完全从缸内空气中吸热，那么计算表明，两者在压缩前混合气温度的差别可接近30℃，在图2-13所示的试验条件下，如果空气温度为100℃，汽油温度为50℃，空燃比为满负荷运行时常用的12.5，那么上止点时混合气温度的差别可达到约54℃，因此汽油缸内直接喷射确实具有明显降低缸内充量温度的效果。当然这仅是个极限值，在实际的缸内直喷式汽油机中，由于吸热来源不同而造成的混合气温度差别要小于上述极限值，因汽油蒸发既从缸内空气中又从燃烧室壁面上吸热，混合气形成方式不同，两者的比例就有很大的差异。

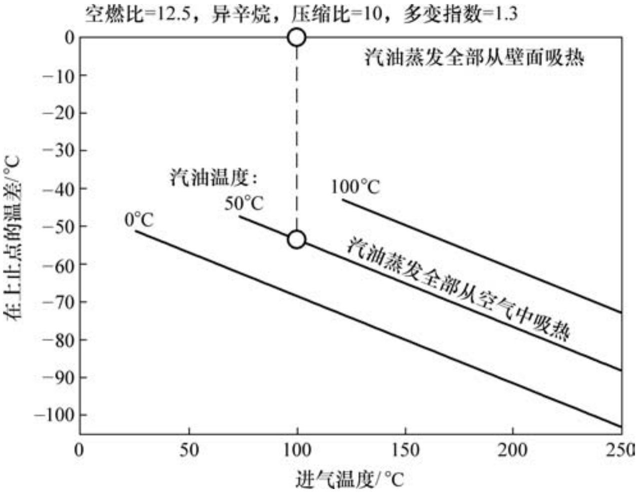


图2-13 汽油蒸发吸热来源不同对上止点混合气温度的影响

汽油缸内直接喷射对发动机的另一个重要影响是对进气和压缩行程中混合气－壁面间传热的影响。为了减少混合气－壁面间的传热，充分发挥缸内直接喷射降低混合气温度的效果，尽量降低混合气在上止点时的温度以减小爆燃倾向，应当尽量推迟喷油时刻。试验和计算表明，压缩上止点前360℃A喷油（早喷）与压缩上止点前90℃A喷油（晚喷）相比，早喷时壁面向混合气的传热率是晚喷时的1.92倍，压缩终了前的混合气温度相差约50℃，从而使得受爆燃限制的点火时间相差11.7℃A，这充分说明推迟喷油时刻对降低爆燃倾向有较明显的效果。

（2）提高充气系数

喷雾油滴从空气中吸热蒸发不仅能降低混合气温度，而且还能减小混合气的体积，从而能提高发动机的充气系数。图2-14（计算时假定的条件同图2-13）示出了由于汽油蒸发吸热来源不同所造成的混合气体积不同。如果汽油蒸发完全从进气道壁面吸热，那么由于汽油蒸气占有一定的空间，混合气的体积就要比空气体积大2%。相反，如果汽油蒸发完全从缸内空气中吸热，由于混合气温度下降，混合气的体积反而比空气体积小。正如图2-14所示，进气空气温度为100℃，汽油温度

为 50℃，那么喷雾油滴从空气中吸热蒸发后混合气的体积要比纯空气体积减小约 5%。因此，由于汽油蒸发吸热来源的不同，混合气体积的差别可达到 7%，从而造成发动机充气系数在理论上也会相差 7%。当然这也是个极限值，在实际的缸内直喷式汽油机中，由于吸热来源不同而造成的混合气体积差别要小于上述极限值，因汽油蒸发既从缸内空气中又从燃烧室壁面上吸热，混合气形成方式不同，两者的比例就会有很大的差异。

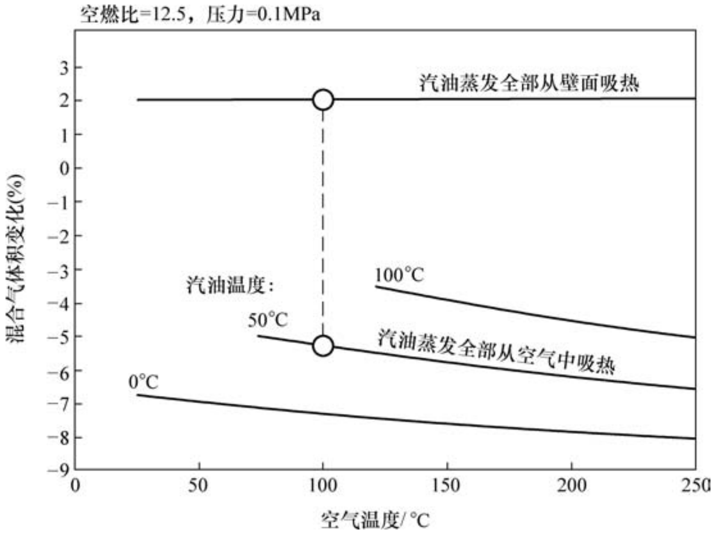


图 2-14　汽油蒸发吸热来源不同对混合气体积的影响

缸内直喷式汽油机的充气系数除了与汽油蒸发吸热的来源有关之外，还与喷油时刻有关。因为油滴从空气中吸热蒸发的过程需要一定的时间，只有在进气门关闭之前蒸发的汽油才能对降低充气系数起作用，喷油开始到进气门关闭的时刻大致应为喷雾开始到油滴蒸发基本完成所需要的时间，因此提高充气系数最佳的喷油时刻大致在进气行程过半的时间段。在单缸试验机上的试验结果表明，最佳喷油时刻为进气上止点后 90～120℃A，此时缸内直喷式汽油机的充气系数比进气道喷射的充气系数大约可提高 3%，小于上述极限情况下相对提高 7% 的幅度。

（3）同时改善爆燃倾向和充气系数的喷油策略

从上述的讨论可以看到，降低爆燃倾向和提高充气系数对喷油时刻的要求是不同的。为降低爆燃倾向，要求喷油时刻越晚越好，而为提高充气系数，则要求最佳的喷油时刻大致在进气行程过半的时间段。为了兼顾这两方面的要求，可采取将喷油量分成两份进行喷射的喷油控制策略。首先，在进气行程中的适当时刻进行第一次喷射，其主要目的是提高充气系数，然后再在压缩行程中的适当时刻进行第二次喷射，其主要目的是降低爆燃倾向。图 2-15 示出了不同喷油控制策略对发动机充气系数的影响，其中第一次喷油开始的时刻不变，而改变第二次喷油开始时刻，两

次喷射的喷油脉冲宽度比分别为1∶2、1∶1和2∶1三种。在下止点（－180℃A）喷射时，大部分汽油是在进气门关闭后蒸发的，因此进一步推迟喷油时刻并不会影响发动机的充气系数。但是，增加第一次喷射（－270℃A）的喷油量能使更多的汽油更早地进入气缸，在进气门关闭之前蒸发吸热，因此两次喷油脉冲宽度比能影响发动机的充气系数。两次喷射因部分汽油在较晚的时刻进入气缸，故其充气系数都要比单次喷射的低。

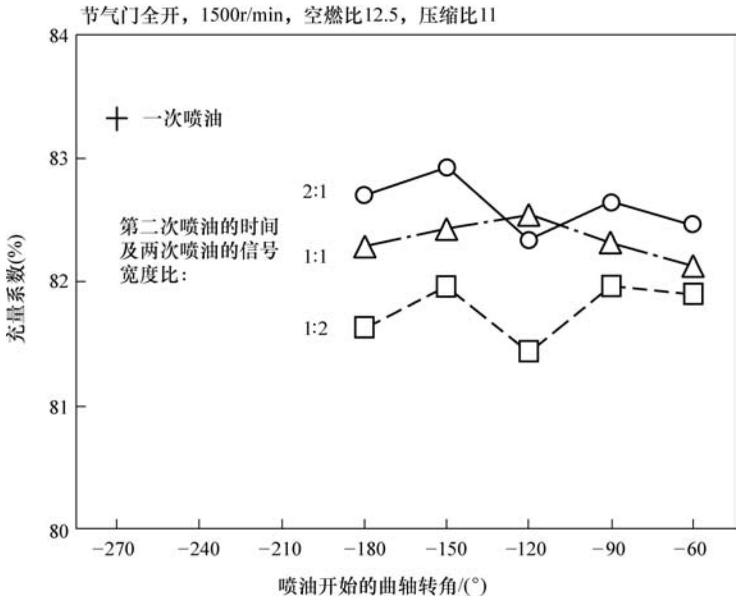


图2-15　两次喷油脉冲宽度比和第二次喷油时刻对充气系数的影响

图2-16示出了两次喷油脉冲宽度比和第二次喷油时刻对受爆燃限制的点火提前角的影响。从图中可以看出，随着第二次喷射时刻的推迟，点火提前角可以增大，说明爆燃倾向降低。由于爆燃倾向受第二次喷射汽油蒸发的影响最大，因此增加第二次喷射油量的比例可以降低爆燃倾向。两次喷射因部分汽油在压缩行程中进入气缸蒸发吸热，因此其爆燃倾向要比单次喷射机型低。

虽然两次喷射的充气系数低于在进气行程的适当时刻进行单次喷射的充气系数，但由于爆燃倾向的降低，发动机的热效率和转矩输出有提高的可能性。图2-17示出了两次喷油脉冲宽度比和第二次喷油时刻对发动机平均指示压力的影响。采用两次喷射的发动机平均指示压力可比单次喷射提高2.5%。虽然提高的幅度并不大，但是由于不需要改变喷射系统的硬件，并不会明显提高生产成本，因此两次喷射的方法具有实用价值。关于两次和多次喷射将在以后章节中进行详细的专题介绍。

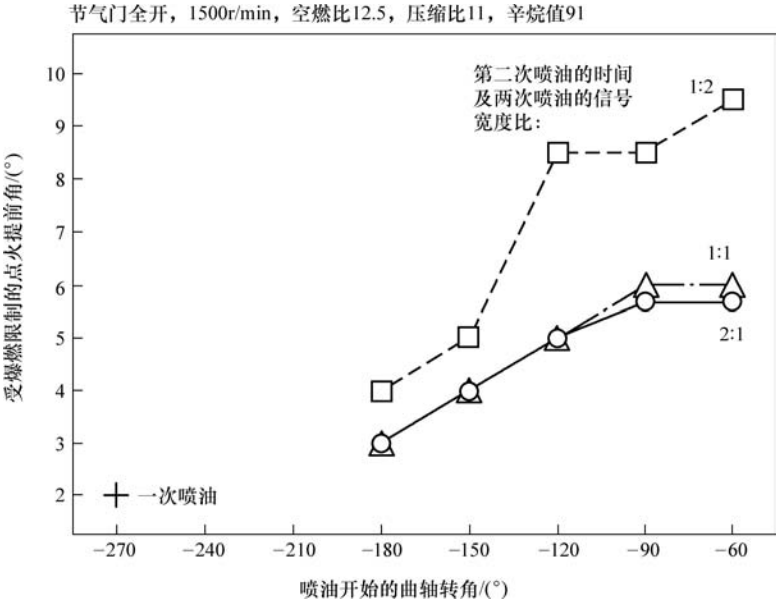


图 2-16　两次喷油脉冲宽度比和第二次喷油时刻对发动机爆燃倾向的影响

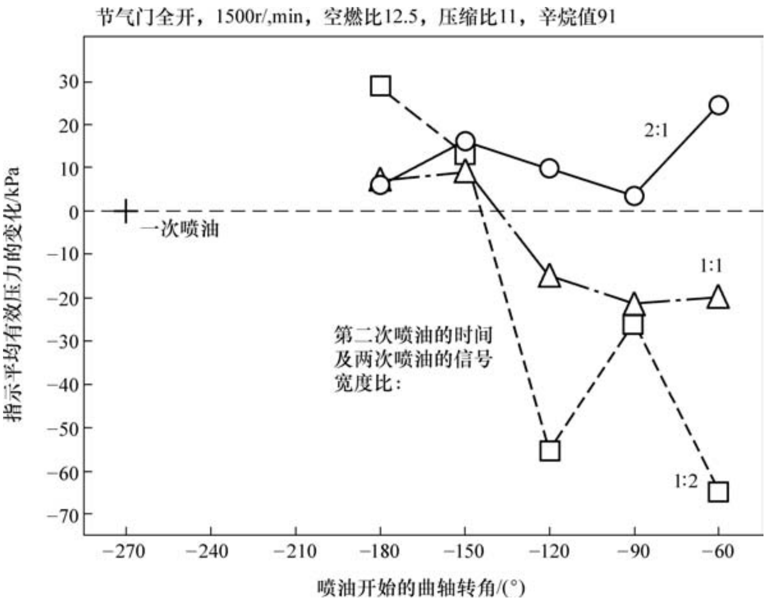


图 2-17　两次喷油脉冲宽度比和第二次喷油时刻对发动机平均指示压力的影响

2.2　缸内充量运动

正如现代直喷式柴油机一样，充量运动对缸内直喷式汽油机的燃烧同样是具有重大影响的一个重要因素。那么，采用什么样的方法来正确地测定发动机气缸内的充量运动，并用特性参数定量地表征其特点及其对缸内混合气形成和着火燃烧的影响，这对于缸内汽油直接喷射燃烧过程，特别是稀薄分层混合气运行时的运行稳定性和扩大其运行范围有着决定性的影响。

2.2.1　缸内充量运动的基本分析

对发动机气缸内的流动状况要区别两种不同的充量运动：涡流和滚流。这两种类型的充量运动都涉及气流围绕某个轴线的旋转运动，但该轴线的位置是根本不同的：涡流的旋转轴线或多或少与气缸轴线重合，而滚流的旋转轴线却与气缸轴线垂直。这种差别导致：一方面涡流由于几何边界条件的缘故，在活塞行程期间仍然能够保持着，甚至充量的旋转速度能够被燃烧室形状进一步加速；而另一方面，滚流处于活塞顶与气缸盖底面之间，在一定程度上会被挤散，转化成复杂的流动状况，并最终变成扰动。

图 2-18 示出了上述涡流和滚流充量运动差异的示意图解。该图分成涡流和滚流两类充量运动形式，而每种充量运动又分别列出了在稳流试验台和发动机上的情况。对涡流而言，无论是在稳流试验台上还是在发动机上都存在，并能够借助于转矩测量仪（动量仪）或旋转叶轮测量出在不同气门升程下的涡流比，再用它对曲

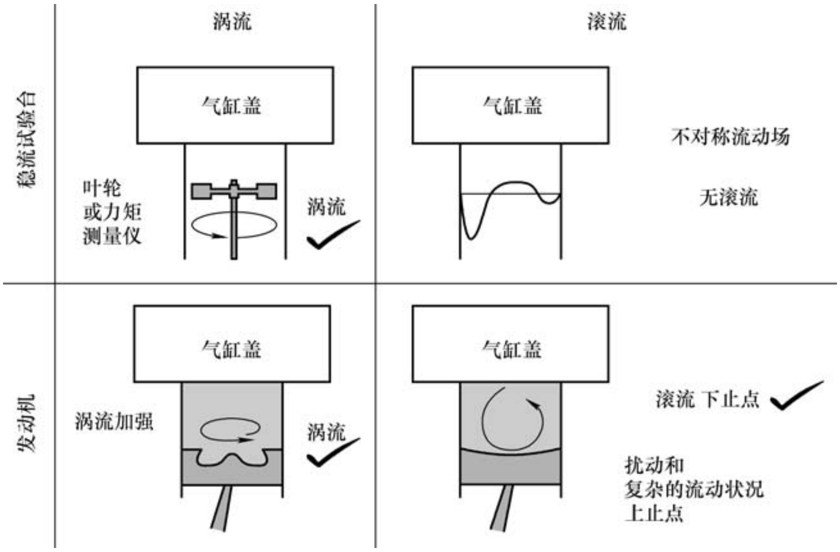


图 2-18　充量涡流和滚流运动的差异

轴转角积分就能够确定涡流数。即使在实际发动机上产生的涡流流动状况与稳流试验台上测量的结果不同，但是这些测试结果却与燃烧结果之间具有较好的对应关系，因为由于动量矩守恒原理和几何边界条件，作为占充量运动效果主导地位的涡流在稳流试验台和发动机这两种情况下都能持续地保持。

但是，滚流（图 2-18 右图）的情况却完全不同：在稳流试验台上完全没有滚流产生，而只仅仅是受气道和燃烧室形状的影响，或多或少在气缸中形成不对称的流动。而与此相反，在发动机上这种不对称的流束碰到活塞顶面后就开始转向，形成滚流圆柱面。当然，此时由于活塞急剧地向上移动，活塞顶上方的空间变得越来越小，根据活塞和燃烧室形状的不同，这种旋转运动变成了复杂的气流运动，直至最终这种流动的主要能量在上止点前和上止点时转变成了扰动。

正是这两种流动方式的这种重大的差异导致了在稳流试验台上进行流动开发时优先采用积分法。对于涡流而言，能够较好地反映出燃烧结果与涡流测量值之间的相互关系；而对于滚流而言，这种测量方法却并不能真实反映充量滚流运动的真正特性，因此也并不一定能反映出与燃烧结果之间的相互关系。

由于在直喷式柴油机进气道的开发工作中人们已对在稳流试验台上测量涡流流动状况非常熟悉，因此在这里不再赘述，下面着重介绍滚流的测量方法及其影响因素。

2.2.2　滚流积分测量法

正如上所述已经证实，积分法对“涡流”这种充量运动是一种迅速而高效的测量方法，并已卓有成效地应用了多年。当然，也希望积分法同样能够用来开发“滚流”这种充量运动，这是缸内直接喷射燃烧过程开发工作所企盼的。图 2-19 示出了最熟悉的 3 种滚流积分测量方法的原理示意图：

1）T 形管件法。

2）力矩测量仪（动量仪）法。

3）旋转环法。

T 形管件法在图 2-19 上分别用侧视图（上）和前视图（下）表示：前视图示出了放在 T 形管件上的气缸盖，以及在每个横向管道中分别装有众所周知的涡流测量法所用的旋转叶轮或力矩测量仪（动量仪）；上面的侧视图示意地表示出了气流怎样在横向管道中形成旋转运动：来自进气道的不对称流动紧接着流入横向管道中，并因流动的不对称性在其中产生滚流流动，通过转动气缸盖直到获得最大的滚流强度测量值为止，这样也就能采集到滚流角度（见 2.2.3 节）。

图 2-19 右侧表示出了采用旋转环测量的方法。这种旋转环是将涡流测量技术所用的旋转叶轮经简单转换后用于采集滚流运动。因为在进气门下方很可能会存在局部的旋转流动场，因而旋转环转速与离气缸盖底面的距离有很大的关系。若气缸筒用一个活塞模型封闭的话，空气则从旋转叶轮轴旁边的区域被抽走，因空气流束

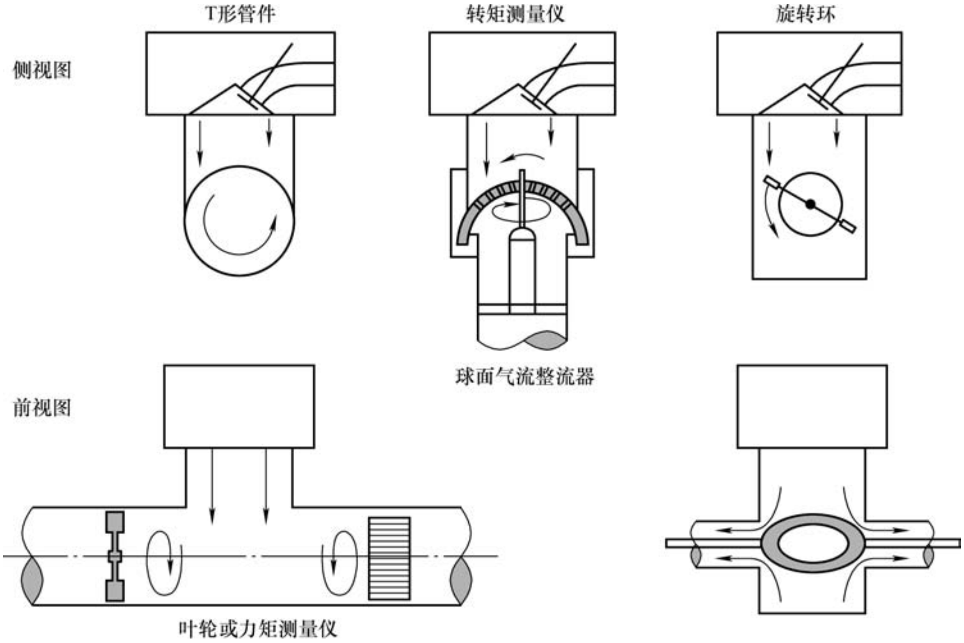


图2-19 各种滚流积分测量方法

不对称地撞击到活塞模型上而诱导出空气的旋转运动，并由旋转环的转速来采集，而滚流的角度则通过转动旋转环或气缸盖的位置将旋转环转速调节到最大来得到。

转矩测量仪（动量仪）法装置示于图2-19中间，它由一个球面气流整流器组成。这种球面整流器由于其上布置有许多径向整流孔，不仅能够采集到绕 Z 轴（垂直图面）的动量矩，而且还能够采集到绕 $X-Y$ 轴平面（平行图面）内某根轴线旋转的力矩，因此能够非常完美地反映出流场的不对称性。由于能够采集到三维空间内所有的力矩，因此只要通过一次测量就能够得知涡流、滚流及其滚流角度的状况。当然，不能忽视整流孔的流动阻力及其对流场的反作用。

但是，如此得到的滚流比和滚流数并不一定能正确地表示出与燃烧结果之间的相互关系。因此，奥地利AVL公司开发出了一种采用全自动滚流试验台的测量方法，不仅能够确定滚流数、滚流比和滚流角度等积分参数，而且还能够以微分的形式采集并表示出滚流的流动状况。

2.2.3 滚流微分测量法

与上述介绍的那些积分测量法不同，一种微分测量法能够采集到滚流流场中的流动状况，再由这些流动状况就能够推导出任意的积分参数。

然而，正如稳流试验台所存在的问题那样，如果想不受到一定限制的话，那么确定三维流动状况是非常费时的。由上所述，显然事情涉及判断流动的不对称性。

轴向流动越是不对称，那么在发动机上与运动的活塞共同所形成的滚流必定越大。

由计算流体动力学（CFD）计算能够得到实际发动机滚流与稳流试验台滚流比之间良好的对应关系，因此 AVL 公司根据相应的 CFD 计算结果决定，在与气缸盖底面相距 1/2 气缸直径的平面上采集轴向流动状况，并采用激光多普勒风速仪（LDA）作为测量装置。图 2-20 示出了这种测量装置的基本原理：移动 LDA 系统的测量体积，将经过与气缸盖底面相距 1/2 气缸直径（$D/2$）的平面上的许多点，从而采集到轴向流场。测量平面以下的缸筒直径也与气缸直径（D）相同，而长度视气缸直径而定，约为 $2D$，并连接到一个稳压筒上。

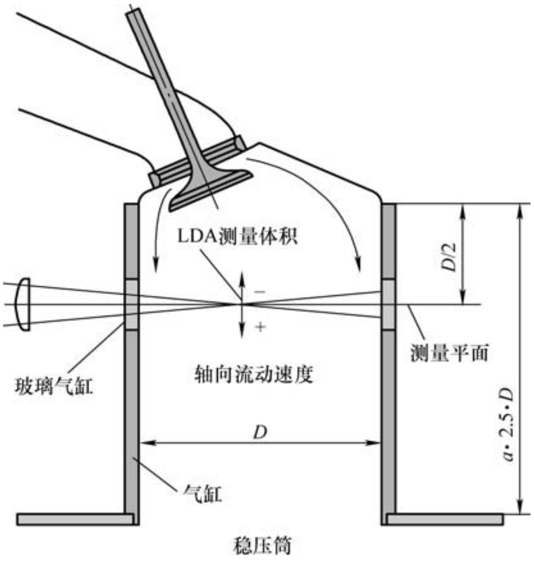


图 2-20　激光多普勒风速仪（LDA）的测量原理

由这样测得的流场 w_{LDA} 就能计算出滚流比 ω_{FK}/ω_{MOT}。图 2-21 示出了计算所用的公式。首先由 w_{LDA}（测得的轴向速度）计算出一个平均速度 $\bar{w}$，将流场 w_{LDA} 折算成 $\bar{w}$，再假定一根通过气缸中心并垂直于气缸轴线的滚流轴折算成准旋转流场 w_i，由此计算出每个测量点上的角速度 ω_i。给每个测量点 i 分配面积元 f_i，再由所有测量点 i 的 f_i 和 r_i^2 加权平均，得到流场的角速度 ω_{FK}，并由与平均轴向流速 $\bar{w}$ 对应的一个活塞平均速度 $C_m=(n/s)/30$（s—活塞行程），算出发动机转速 n 或发动机角速度 ω_{MOT}。正如叶轮或转矩测量仪的情况一样，现在就能够计算出滚流比 ω_{FK}/ω_{MOT}，同时具有最大滚流比的那根旋转轴的角度就是滚流角。确定几种不同气门升程下的滚流比，通过对曲轴转角积分就能够算出滚流数，其中滚流比用活塞速度加权平均（如同涡流数一样）。

$$\text{滚流数} = \frac{1}{\pi}\int_{\alpha=0}^{\pi}\frac{\omega_{FK}}{\omega_{MOT}}\cdot\left(\frac{C(\alpha)}{C_m}\right)^2 d\alpha$$

因为 LDA 用作测量方法非常费人工，因此建造了一种流动试验台，它能够在 12h 内全自动测量多达 10 种气门升程，并且每个测量平面大约有 250 个测量点，这些测量点布置在一个六边形网格中，而其中所有的面积元 f_i 都是相等的。

除了轴向流动速度场之外，还能绘制出标准格式的“$w_{LDA}/\bar{w}$”和换算的“$w_{LDA}-\bar{w}$”图，此外还能打印出每个测量平面测得的速度值的均方根值（RMS）

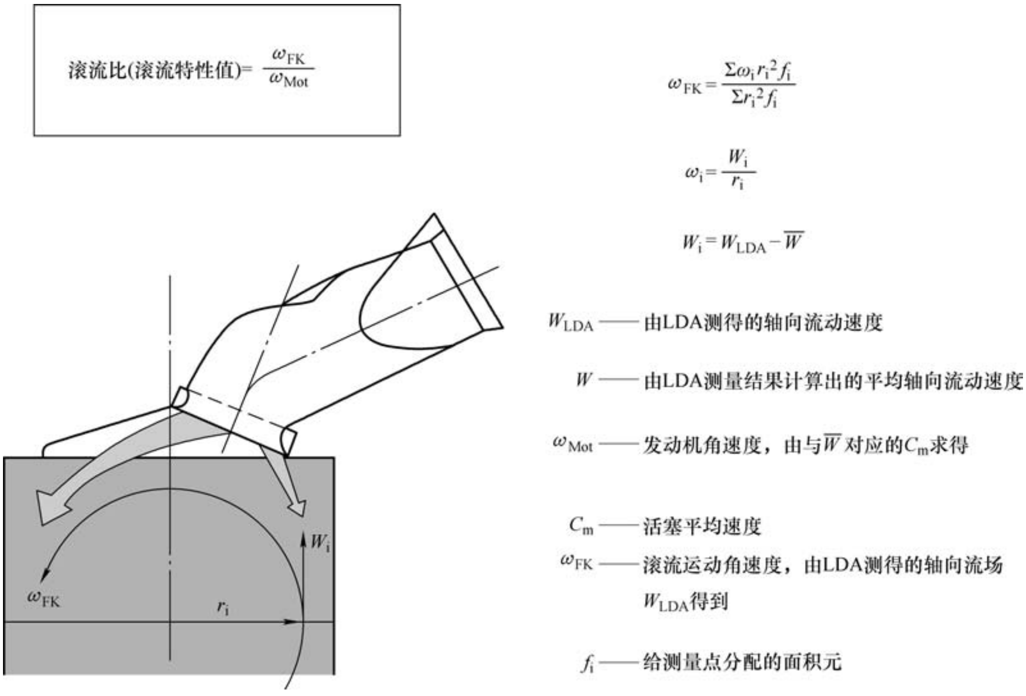


图2-21　滚流比的计算

和总数及其分布。

为了判断LDA测量的品质，还应采用一个质量流量传感器用积分方法采集质量流量，并与用LDA测得的质量流量相比较，就能够判断LDA测量结果可能不一致的程度。

图2-22（见彩插）示出了一个典型的测量结果，是由自动LDA试验台测得，并以标准流场格式表示的两个不同进气道在大气门升程（0.38h_v/d_v）下的流动状况，并表明了进气门在气缸中的位置和发动机的纵轴，还以矢量箭头标出了滚流的轴线和旋转方向。这两种流场具有非常相似的滚流比和流量系数（与气门座内横截面有关），然而流动状况却明显不同：左图从进气道A流出的气流明显集中在两个区域（红色）内，而右图从进气道B流出的气流则呈现镰刀形（红色）。右图上的反向气流区（蓝色）要比左图上的更明显。尽管这两种滚流流动具有非常相似的积分流动参数，但是却得到了明显不同的燃烧结果。在了解了这两种滚流流动状况的区别后，对燃烧出现明显不同的结果就不会感到意外了。

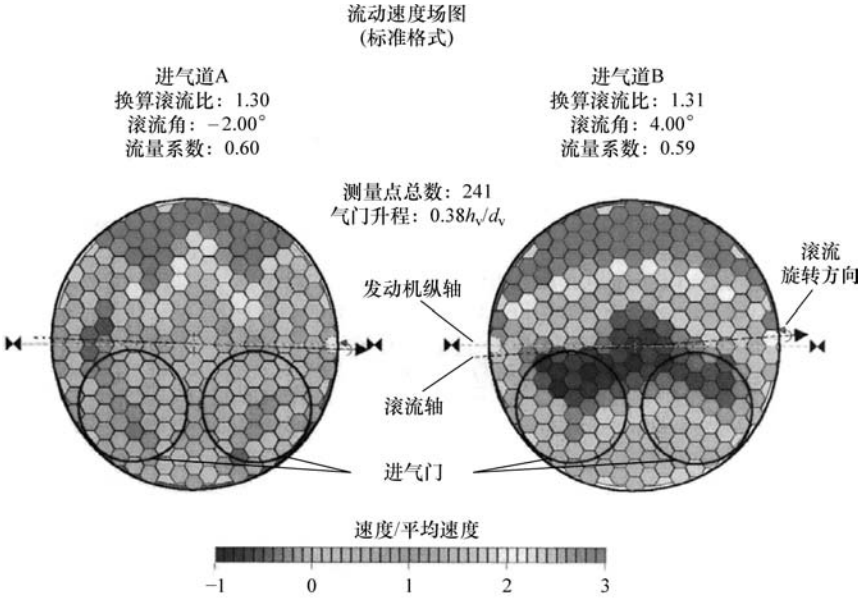


图 2-22　典型结果：滚流比相同，但流场不同

2.2.4　充量滚流运动测量的影响因素

前面已经采用自动 LDA 试验台测得了滚流场，但还必须探究一些几何和物理参数对试验结果的影响。在此将讨论 3 种典型的试验参数：

1）必需的测量点数。

2）测量点与气缸壁面的最小距离。

3）示踪微粒的品质。

挑选一种有代表性的高滚流气道形状作为试验对象来测试，能够更清楚地看出这 3 种几何和物理参数对充量滚流运动测量结果的影响。

（1）测量点数量

在一个有代表性的气门升程（$=0.28h_v/d_v=8.76$mm）下，采用不同的测量点数测量流动场：在 37、43、61、109、187、211、265、349、421、685、967 和 1915 个测量点上测定流动速度。图 2-23（见彩插）示出了两种有代表性的 37 和 1915 个测量点的测量结果。从图中可以清楚地看到滚流进气道典型的不均匀流动场：红色区域为向下的流动，而蓝色区域为向上朝气缸盖的流动。图 2-24 示出了计算出的滚流比与测量点数的关系。从图中可以清楚地看到，在大约 200 个测量点前滚流比值剧烈地跳动，而此后滚流比就在大约 2. 1 上下轻微波动，因此在每个测量平面上至少要采集 200 个测量点。

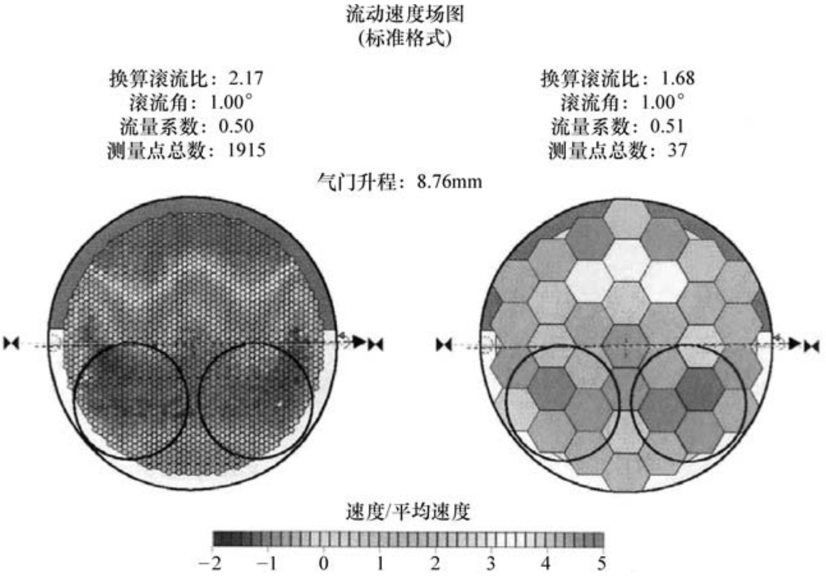


图2-23　测量点数（37和1915）的影响

(2) 测量点与气缸壁面的最小距离

众所周知，由于壁面的反射，难以用LDA测量靠近反射壁面处的流动速度，而靠近壁面范围内的流动状况对描述流场的特性却是十分重要的。在保持分配给测量点的面积元大小不变的情况下，通过改变测量点与壁面之间的距离，就能够搞清楚所必需的最小间距。为此选择了下列最小间距：0.5mm，1.5mm，2.5mm，3.5mm，4.5mm 和 5.5mm上示出了在12.52mm大气门升程下间距为0.5mm和5.5mm的两个实例。从图2-25（见彩插）中可以清楚地看到，在气缸壁周围宽的灰色和深灰色范围内的流场中存在很大的间距。速度场是用标准格式绘制的，即速度/平均速度。在大测量间距（5.5mm）情况下，在靠近壁面范围内采集到了相对较高的流动速度，因此降低了平均速度，因发动机转速的标准化系数减小而由此得到了与小测量间距（0.5mm）相比明显过大的滚流比。LDA试验台分别对5种气门升程（2.5mm，5.01mm，7.51mm，10.02mm和

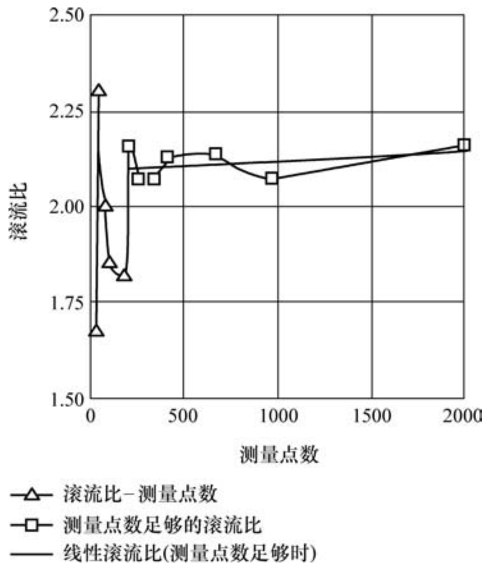


图2-24　滚流比与测量点数的关系

12.52mm）进行过这种测量。图 2-26 示出了在这 5 种气门升程下滚流比与距气缸壁最小测量间距的变化关系。从图中可以清楚地看出，距气缸壁最小测量间距应不大于 1mm，过大的测量间距会使滚流比变大。

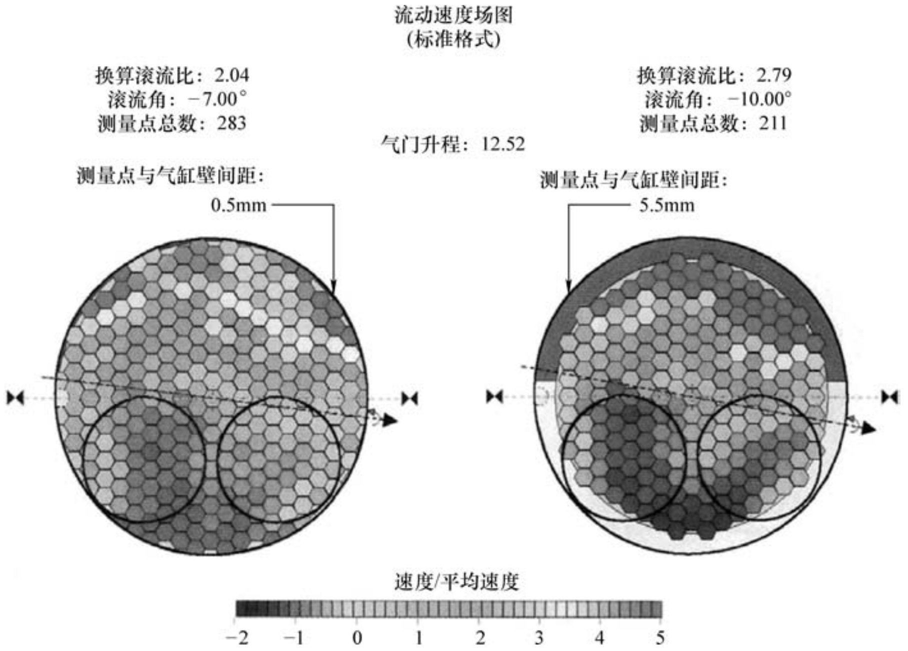


图 2-25　测量点与气缸壁最小间距的影响

（3）示踪微粒的品质

质量流量不仅可以根据由 LDA 测量结果计算得到的平均流速求得，而且还可以采用积分质量流量传感器测量得到。从一系列的测量结果可以看出，由 LDA 测量得到的质量流量总是程度不同地偏离由质量流量传感器测得的结果。估计这是示踪微粒（飞过测量体积的示踪颗粒，由 LDA 测量技术采集其速度作为气流速度）的品种和产生的方式方法影响了测量值。最初采用一个空气喷雾器将乙醇喷成雾状作为气流的示踪微粒。一方面空气喷雾器产生的液雾非常细微，另一方面乙醇蒸发得非常迅速，因此玻璃气缸和试验台的其他部位都不会被污染。当然，这也存在两

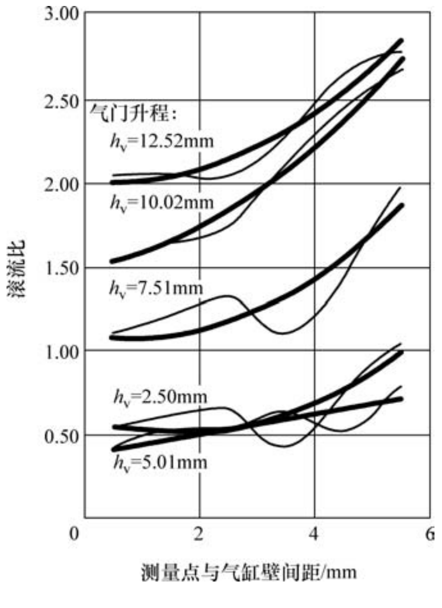


图 2-26　滚流比与测量点 – 气缸壁间距的关系

个重大的缺点：

1）空气喷雾器将具有相对较大动量的乙醇雾滴喷入气流，这在小质量流量（小压力差和小气门升程）情况下将会导致用LDA测量得的平均气流速度变大。

2）由于乙醇蒸发得非常迅速，其在逆向气流区域中的数据比率将明显降低，因此使得在那里测得的气流速度失真，因为只有那些非常大因而寿命较长的乙醇雾滴才能抵达逆向气流区域而被采集到。而这些大雾滴在气流中的随动性更容易受到限制，由此可以推断，它们仅仅只来自于流动场中的某些区域，因而实际上对雾滴的大小和随动性在空间中已进行了过滤，而这是与速度有关联的，因此所测得的速度并不能真实地代表在该地点所形成的速度。

为了研究示踪微粒品质的影响，采用DEHS（一种含油液体，具有非常低的蒸气压力，因而其雾滴的寿命较长）作为示踪微粒，并应用一种带旋流分离器的专用示踪微粒发生器。

采用不同示踪微粒品质的试验结果示于图2-27（见彩插），该图表示出了在进气道压力差为10mbar（1mbar = 100Pa），20mbar，30mbar和40mbar情况下流量系数与气门升程的关系。除了40mbar测量线之外，用示踪微粒发生器进行试验的测量结果（蓝线及其趋势线）的一致性非常好，而且与积分质量流量测试结果（绿色标记）也非常吻合。而用空气喷雾器进行试验的测量结果（红线及其趋势线），如所预计的那样得到的流量系数过大，其中在小压力差和大气门升程情况下变大的效果更大，只有在大气门升程和大压力差情况下（红色长虚线）才较好地吻合。

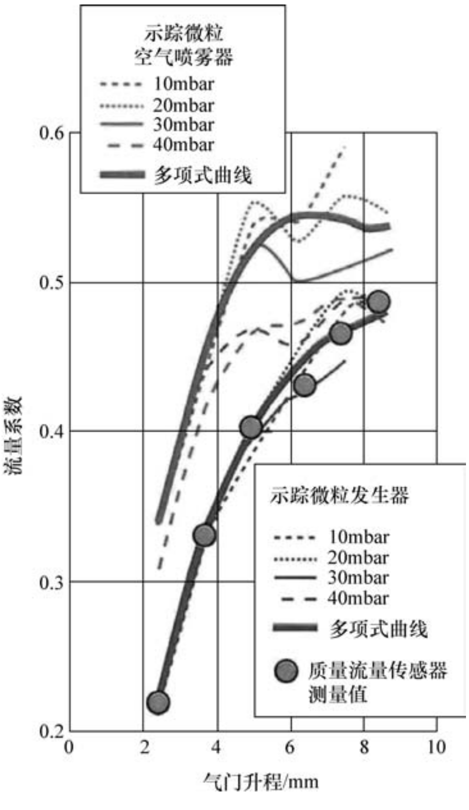


图2-27　示踪微粒品质的影响：由LDA和质量流量传感器测得的流量系数与气门升程的关系

在进气道压力差为40mbar情况下用示踪微粒发生器进行试验获得的测量结果发生较大的偏差，可以用LDA测量技术可采集的速度范围狭窄来解释：根据可能的频率变化和所选择的光学参数，LDA测量技术可获得一个－21.8～76.4m/s之间的可采集的速度范围，若该速度范围接近所形成的流动速度场的极限值，那么气流速度绝对值会减小，所采集到的速度分布会产生失真。根据流动

状况，在进气道压力差大的情况下，将更可能达到该速度范围极限值的负值一侧，而平均速度会被抬高，结果就导致了所看到的这种过大的流量系数。因此，要极大地重视示踪微粒是否合适，而且还不应将进气道压力差（质量流量）调节得过大，以免超越所应用的 LDA 测量系统的可采集极限。

2.2.5　充量运动对工作过程和循环波动的影响

由于众多因素的相互制约，汽油机缸内工作过程相当复杂，使得要将汽油直接喷射的节油潜力充分体现出来变得十分困难。特别是在充量分层运行时，缸内混合气形成和燃烧过程的循环波动具有决定性的重要意义。由于燃烧室内存在扰动过程，例如缸内气体流动和高压燃油喷射，因此循环与循环之间产生了混合气成分及其分布状况的波动，从而不仅导致了发动机运转不均匀，而且还会产生断火现象或不完全燃烧，致使排放增加。为了满足未来的废气排放限值，尽可能减少循环波动，提高缸内工作过程稳定性就具有特别重要的意义。

下面主要分析充量分层运行时的缸内工作过程，并提出减少循环波动的具体措施，其出发点是改变两个进气门进气质量流的相互作用。出于缸内直喷式汽油机气缸盖结构空间的原因，这两个进气门靠得很近，因此当流入气缸时两股进气流产生相互的作用。进气流动的边界条件一直到压缩行程时仍起着作用，因而也会对燃油的分布和燃烧产生影响。因此，试验研究工作的重点是采用不同方法形成的进气流动对缸内工作过程及其循环波动的影响。例如开发进气道空气导向系统的目标是产生图 2-28 所示的各种不同进气流动及其分析方法。由于采用空气引导燃烧过程的直喷式汽油机对这种循环波动的反应特别敏感，因此这里选择以这种空气导向型燃烧过程为例，采用各种不同的光学和数值模拟试验方法对这些相互关系进行试验。

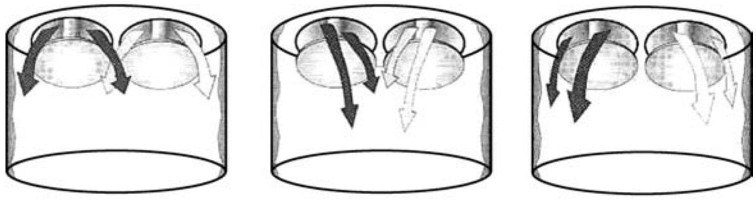


图 2-28　在各种不同进气门流动状况下的进气流动特性

采用一台平顶活塞和空气导向型燃烧过程的单缸试验机作为试验载体，它的进气系统具有一个共用的连体气道，而在两个进气门前面有一小段短的岔道。在共用气道段中有一块滚流导流板将气道分成上下两层，而在下层气道入口处设置了一个滚流调节阀，因此能够通过关闭下层进气道的部分横截面来加速进气流动，从而产生具有较大运动能量的缸内流动。如图 2-29 所示，与至今众所周知的批产进气导向系统不同，这里所介绍的进气导向系统的导流板围绕主气流轴线转动某个角度，这样进入燃烧室的气流要经过进气道不同的横截面区域，因此能够在燃烧室内产生大幅度变化的不同的进气滚流运动。

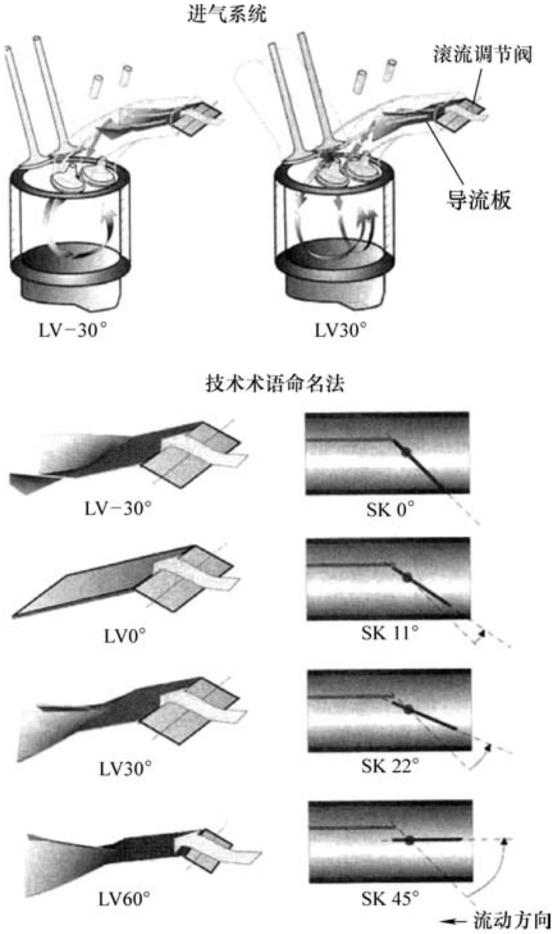


图 2-29　进气导流板在不同转角形态时的各种原理和术语命名法

在这里还采用了下列的试验方法：

1）稳流流量试验台。

2）采用数值模拟来分析流动状况和混合气分布。

3）利用粒子图像速度仪（PIV）测量缸内流动。

4）局部过量空气系数的循环分辨测定，点火火花辐射光谱学。

（1）对流量系数的影响

在开发进气系统和气缸盖时进行流动损失测量，感兴趣的首先是在全负荷和高转速工况时可能带来的功率收益。高的流量系数来自于低的流动阻力，从而能够获得较高的充气系数（容积效率）。在充量分层运行部分负荷时，充气损失起着次要的作用，而适应于运转工况的充量运动却显得更为重要，因此全负荷时低的流动阻力和部分负荷时良好的缸内流动之间的目标冲突，在可变进气导向系统中应通过滚

流调节阀来尽可能地避免。为了测定进气导向系统对流动的影响，将气缸盖连同整套进气系统一起在流量试验台上进行测试。

图 2-30 示出的是在不同进气导向系统形态下的流量系数 α_k，证实了所预计的那样，滚流调节阀位置（SK）是影响流量的重要因素。在最大气门升程时，滚流调节阀关闭（SK0°）时的流量系数 α_k 值差不多降低到只有全开（SK 45°）时的三分之一。但滚流调节阀位置（SK）与流量系数 α_k 之间的相互关系并非是线性的，在滚流调节阀关闭一半位置（SK 22°）时的流量系数 α_k 值只不过降低了大约30%。正如所预计的那样，无滚流调节阀和导流板时的流动阻力最小，与滚流调节阀全开时情况的差异很小，这说明进气道的形态以及由其产生的气流导向对流量系数 α_k 值的影响是微不足道的，视空气导流板扭转角度的不同，在最大气门升程时这种差异在1% ~2%之间，而进气导流板的扭转并非绝对就会出现流量系数的恶化。在滚流调节阀打开的情况下，与基础方案 LV 0°相比，进气导流板扭转到 LV 30°时，流量系数的提高很小，只有0.6%。

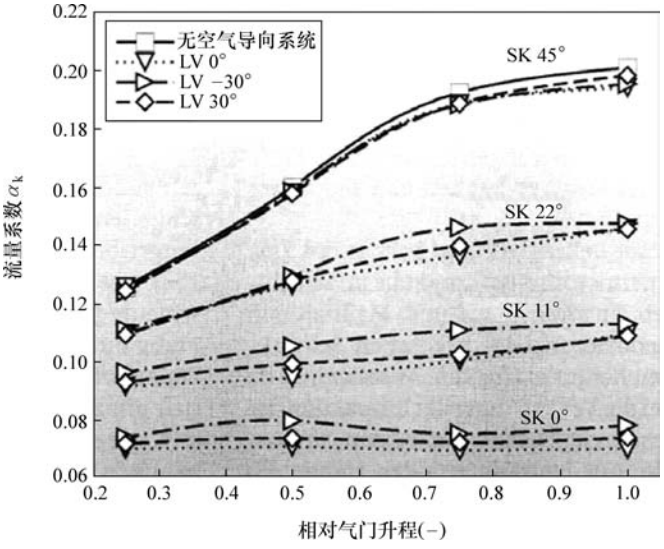


图 2-30　不同进气导向系统形态时的流量系数

（2）进气流动特性

为了评价进气行程期间的流动状况，以下根据自由选择的观测平面来考察所得到的计算结果。图 2-31 示出了数值模拟计算所得到的燃烧室中进气质量流量的分布状况，这样就查明了在不同曲轴转角位置或气门升程时通过气门流通截面流入气缸的空气质量流量，图中标出的矢量代表各个曲轴转角位置平均进气质量流量的方向。

在进气导流板扭转（LK）30°时进气空气质量的主要份额是通过进气门外侧流

入燃烧室的，显然这是由于两个进气门的平均进气质量流量分离所造成的。只是在较早的曲轴转角时气门升程较小，进气流动才指向燃烧室中央。在最大气门升程时，平均空气质量以几乎 45°沿着进气门半径平面流入燃烧室的外侧范围。在进气导流板扭转到 LK 0°时同样也产生了分离的进气流动，而只是分离的角度要小得多，其原因在于靠近进气门处气道分岔及其两个分岔气道的中轴向外倾斜。在空气导流板扭转到 LV －30°时所产生的进气流动，则接近燃烧室的中间平面，这从图中所画出的矢量方位可以清楚地看到。只有在进气行程刚开始时，由于气门升程和质量流量都较小，在整个气门流通截面范围内的进气流量几乎是相等的，但在较晚的曲轴转角位置时质量流量分布的不对称性增大，并且比较集中地流入燃烧室。而在最大气门升程时显然达到了最大的质量流量，并以大约 30°的角度流入燃烧室。

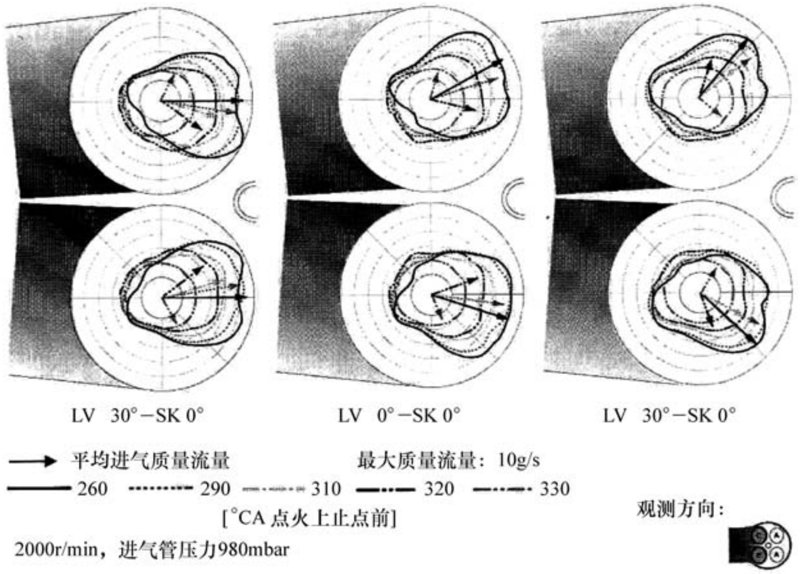


图 2-31　不同进气导向系统形态时的径向进气质量流量分布

正如以上论述所表明的那样，通过进气系统的数值模拟能够获得在进气导流板扭转角（LV）变化时，进入燃烧室的新鲜空气流动特性的相关知识，此外这种进气系统的导流板向内的负扭转角（LV）能够获得接近燃烧室中间的进气流动。

（3）缸内流动场

图 2-32（见彩插）示出了在压缩行程期间点火上止点前 70°曲轴转角位置不同进气系统形态时气缸中央平面上所测得的流动状况。基础方案（LV 0°）在滚流调节阀关闭（SK 0°）时，呈现出强烈的近似圆形的滚流结构，滚流中心偏向排气侧，其平均流动速度为 13.4m/s。

当导流板扭转到 LV 30°时流动的运动能量降低到 10.7m/s，而这种趋势在导流板进一步扭转到 LV 60°时继续发展，观测到只有 4.8m/s 非常弱的缸内流动。与此相反，若将导流板反向扭转到 LV －30°，则缸内空气运动将比基本方案（LV 0°）

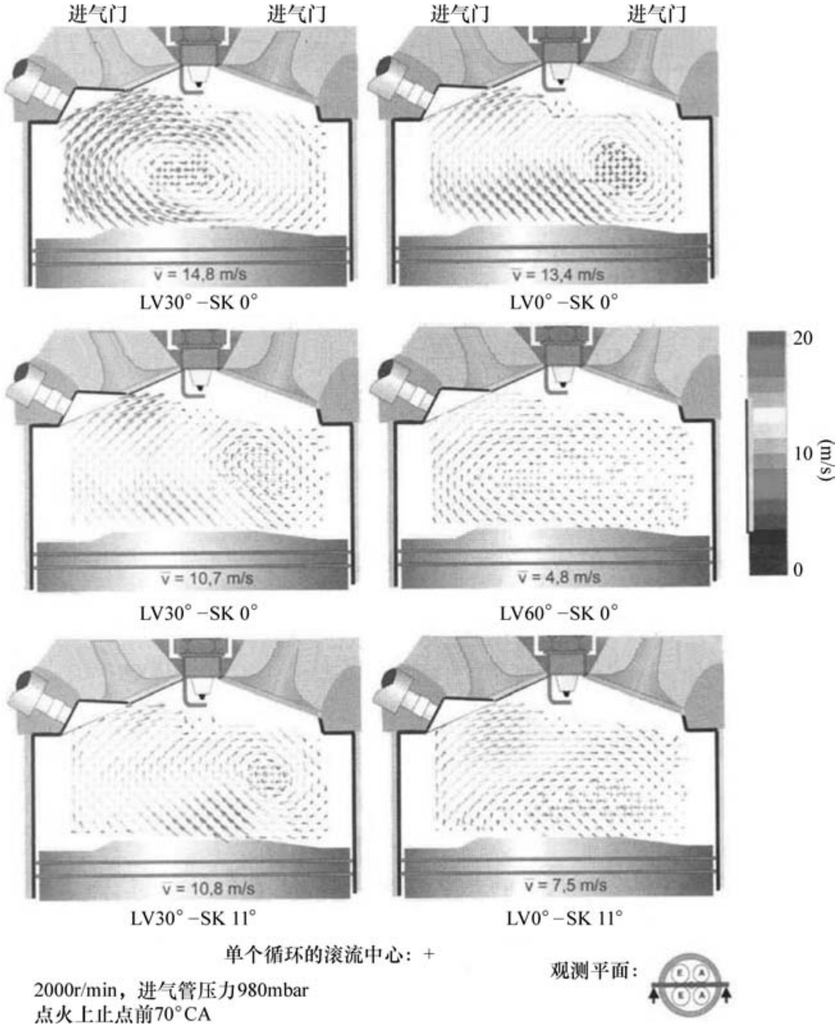


图 2-32　不同进气导向系统形态时的平均流动场和单个循环的滚流中心

更加强烈，其平均流动速度提高到 14.8m/s，而且滚流中心位于燃烧室中央，其周围的速度分布明显非常均匀，只是活塞对圆形的流动结构有所妨碍。

导流板的扭转对滚流调节阀的开启呈现出不同的敏感程度。在基础方案（LV 0°）情况下，当滚流调节阀开启到 SK 11°位置时，就已经对观测平面上的运动能量和滚流结构产生了明显的干扰，而在导流板扭转到 LV－30°的情况下，虽然此时的流动场运动能量被降低了，但是仍保持着明显的滚流结构。

对流入气缸的新鲜空气质量流量的考察证实，对准两个进气门之间中间平面的集中进气流动有利于加强缸内流动。由于两股空气流进入燃烧室后紧接着就会相互碰到一起，因此流入过程特别是在对分层运行十分重要的压缩行程期间形成的强烈

的大幅度的滚流运动方面的自由度并不大。而在向外分离的进气流动的情况下，两股空气质量流量在燃烧室中经过一段路程以后才相互碰到一起，此外这种运动又较长时间遭受到燃烧室中扰动的影响，以至于这两股空气流的相互碰到并不能如此的确定，而且与集中的空气流相比其运动能量要低得多。

（4）循环波动

虽然用平均值来描述缸内流动特性是必要的，但是对于评价发动机的运行状况而言是不够的，除此之外一个极其重要并已多次提及的评价标准是循环波动。在考察单个循环流动场时，显然可以发现各个平均值的瞬时流动场都存在着明显的差异。为了评价各种进气导向系统结构形态与循环波动之间的关系，以下对它们进行详细的定量分析。

为了描述缸内流动状况循环波动的特性，以下引入了“角度标准误差”这一特性参数，它定量地表示出测得的单个循环流动矢量与平均矢量方位的偏差。图 2-33（见彩插）示出了这种角度标准误差的空间分布状况，图中用与数值相对应的色调标出了燃烧室内各个位置的角度标准误差。原则上能够确认，在总体平均滚流中心附近范围内存在非常大的角度标准误差。因为滚流中心位置的变化涉及总体平均滚流位置，能够引起紧靠滚流中心周边运动方向的逆转，结果就造成了很大的矢量角度偏差。在滚流板扭转到 LV −30°和 LV 0°的情况下，当滚流调节阀关闭（SK 0°）时，由于角度变化梯度大，滚流中心能够非常精确地定位，在那里存在的高标准误差值迅速地降低到50°以下。而滚流板扭转到 LV 30°和 LV 60°时则大面积范围呈现出高的标准误差值，特别是在 LV 60°情况下在进气侧形成大范围的高循环波动（高标准误差值），再加上气流的运动能量低，结果造成了不利于重复性较好地向火花塞输送混合气的前提条件。由于滚流板扭转到 LV 0°而滚流调节阀开启到 SK 11°时存在相似的边界条件，因此可以推断将得到类似的结果。与此相反，在滚流板扭转到 LV −30°而滚流调节阀也开启到 SK 11°时，则在宽广的测量场范围内具有极小的角度标准误差，因而获得了重复性较好的缸内充量流动场。示于图 2-34 的整个测量场的平均角度标准误差以及瞬时滚流中心和总体平均滚流中心之间间距的概率分布状况证实了上述这种分析。

以上所介绍的缸内流动过程是对发动机运转至关重要的燃烧和能量转换过程的基础。这些点火时刻的缸内边界条件对燃烧过程及其所产生的有害物排放具有决定性的意义，其中点火时刻在火花塞周围的空燃比是一个重要的评判标准，由此决定了点火阶段的分层燃烧速度及其火焰传播速度，并进一步对燃油质量的转换过程继续起着作用。对各种不同进气导向系统形态应用点火火花辐射光谱，按每个循环测定火花塞周围的过量空气系数，并用点火火花辐射光谱确定第一个点火火花非常短暂阶段内过量空气系数。由于紧接着的较长的点火火花闪光阶段（约 1 ~ 2ms），即使计算出非常稀薄的过量空气系数，可着火的混合气仍能抵达火花塞并在那里着火。因此，在检测到稀薄的过量空气系数的情况下，并非绝对就会出现燃烧中断的

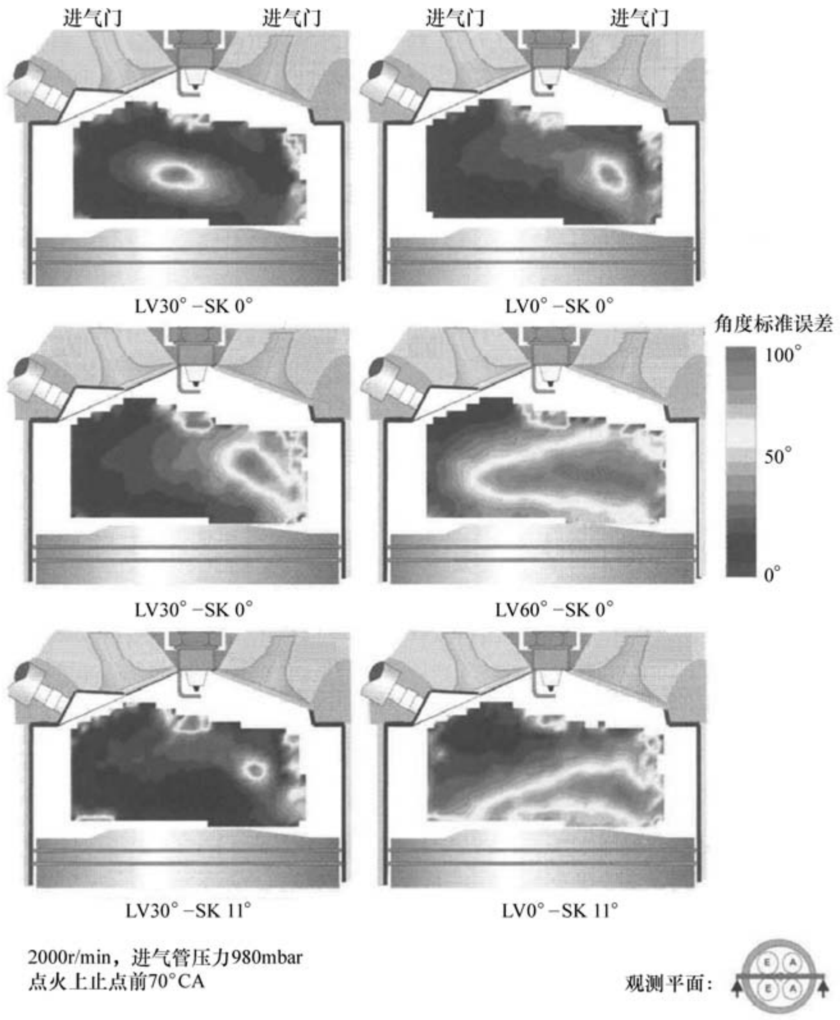


图 2-33　PIV 测量场中的角度标准误差分布

现象。

图 2-35 示出了进气系统导流板扭转到 LV –30°、LV 0°和 LV 30°而滚流调节阀关闭（SK 0°）时，不同点火时刻火花塞周围过量空气系数的概率分布状况。图中的测试结果表明，对于导流板扭转到 LV 30°而言，在较早的点火时刻上止点前 42° CA 时，燃油尚未被输送到火花塞附近，因为几乎没有一个工作循环在该曲轴转角时在火花塞附近存在可着火的混合气，此时平均过量空气系数 $\lambda_m = 8.3$。对较晚的点火时刻，虽然随着点火时刻的变化过量空气系数持续不断地减小，但是大多数仍然是稀薄的工作循环。从不同点火时刻的概率分布状况来看，随着点火时刻的推迟，渐渐进入可着火混合气的范围，但是对于所有进行试验的点火时刻而言，在火

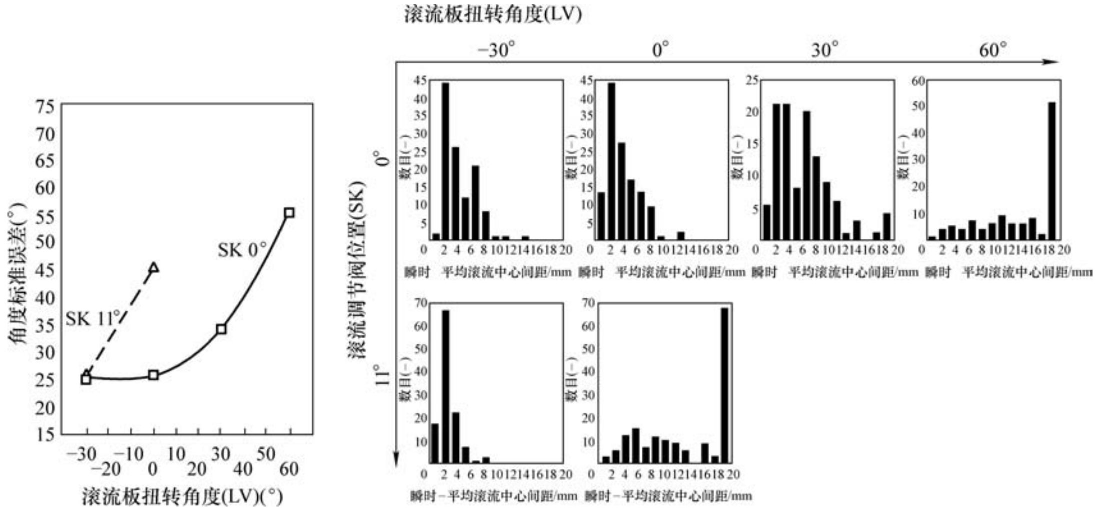


图 2-34　平均角度标准误差和瞬时滚流中心与平均滚流中心间距的概率分布

花塞周围的过量空气系数都存在一个很大的波动幅度。

在导流板扭转到 LV −30°的情况下，由于具有较集中的进气流和较高的运动能量，一些循环在较早的点火时刻（点火上止点前 42°CA）在火花塞周围就已经存在可着火的混合气。但是对于这种曲轴转角位置而言，过量空气系数分布状况的变化范围仍然很宽，并且有许多循环被检测到过量空气系数 $\lambda > 3.0$。随着点火时刻的推迟，过量空气系数分布范围越来越窄，而且平均过量空气系数 $\lambda_m = 1.0$，稀薄循环也很少。

对各种不同进气导向系统形态进行的对比表明，在喷油器与火花塞之间距离较大的情况下，为了输送混合气，正如用 LV0°和 LV −30°导流板所产生的流动那样，方向有针对性的强烈的充量运动是必需的。而在导流板扭转到 LV 30°情况下所产生的缸内气体流动的结构和强度，对于为了使燃油束向火花塞转向和输送是不够的。通过对各种不同进气导向系统形态过量空气系数分布状况的测试同样也证实了在缸内流动试验中所查明的有关循环波动的试验结果。导流板扭转到 LV 30°的进气导向系统在火花塞周围形成的混合气成分分布非常分散，而且循环波动也很大。而由导流板扭转到 LV −30°的进气导向系统在火花塞周围形成的混合气成分的分散度就明显降低，并且试验中所有点火时刻的循环波动都较小，因此这种进气导向系统形态所提供的点火窗口要比另外两种系统大得多。着火边界条件循环波动减小的效果也体现在平均指示压力标准误差和 HC 原始排放上（图 2-36），这是上述缸内充量运动对发动机运行特性影响论述的最终结果。平均指示压力标准误差 σ_{pmi} 与进气导向系统形态的关系证实了上述所做的分析，其中在方向朝内的集中进气流动情

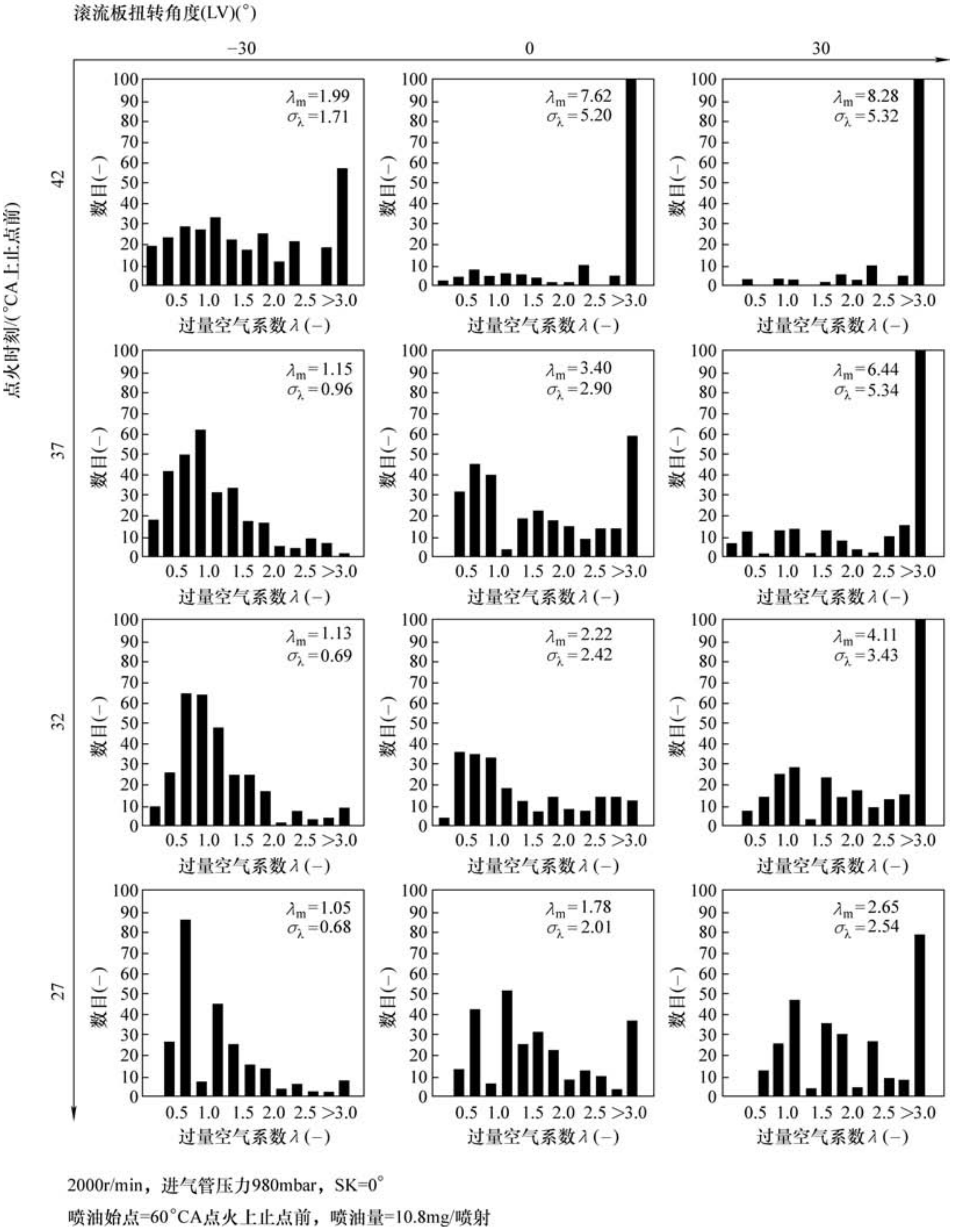


图 2-35　火花塞周围局部过量空气系数的概率分布

况（指 LV −30°和 SK 0°）下得到了最小的循环波动。

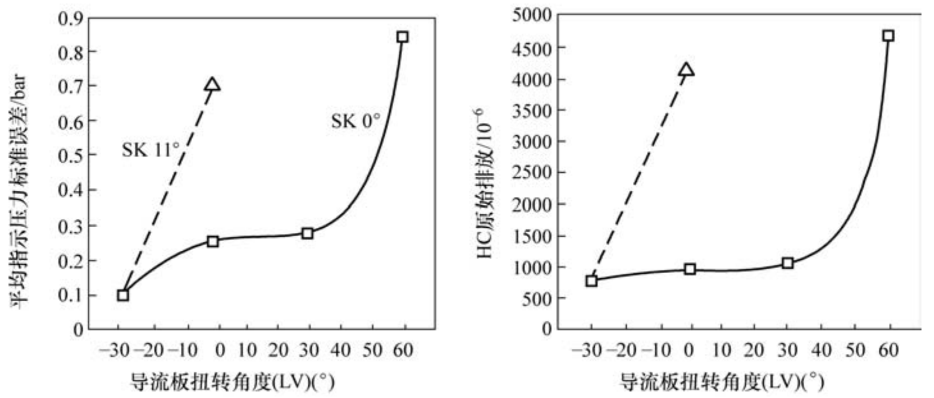


图 2-36　平均指示压力标准误差和 HC 原始排放

综上所述，在具有两个进气门的发动机上，两个进气门之间的中间平面上方向朝内的进气流动能够大大降低缸内气体流动和火花塞周围过量空气系数的循环波动。其原因是这种系统的进气流动与通常的进气流动条件不同，存在很小的变化自由度。在两股方向不同的进气流动情况下，两股进气质量流在燃烧室内要经过较长的路程后才相互碰在一起，而在两股方向朝内的进气流动情况下，进入气缸后马上就相互发生作用，从而形成了稳定的进气流动状况，并具有较高的运动能量。建立起重复性良好的进气流动过程能够形成强烈的缸内气体流动，使得在压缩行程混合气形成期间的循环波动较小，从而就能够获得重复性较好的着火条件。这种对发动机十分重要的进气过程效果体现在较小的平均指示压力标准误差和较低的 HC 原始排放上。除此之外，可以断定流经进气门内侧的进气流动对滚流阀调节的变化和不同的点火时刻的敏感性较小。从这种关系中可看到，在集中进气流动的情况下，即使气流的运动能量降低了，循环波动仍然极低。这通过对滚流调节阀开启较小时进气导向系统形态的分析已经得到了证实。

2.3　混合气形成及其燃烧

众所周知，柴油机按狄塞尔（Diesel）循环工作，即采用压燃和混合气质调节方式工作，其燃油经济性明显优于汽油发动机。而汽油机则采用奥托（Otto）循环工作，即采用外部混合气形成、火花点燃和混合气量调节方式运行，过量空气系数（＝实际空气量/燃油按化学计量比燃烧所需空气量＝空燃比/14.7）小，实现均质预混合燃烧，其动力性能指标即升功率要高于柴油机。但是，在柴油机中进行的是非均质混合气扩散燃烧，尽管总体上过量空气系数 $\lambda>1$，但因混合气达不到理想均匀的程度而仍存在局部过浓缺氧的区域，以至于形成了柴油机特有的炭烟与颗粒排放，这在缸内直喷式汽油机中，特别是在分层混合气燃烧过程中的浓混合气区域

应尽量避免出现类似的情况。

在发展现代缸内直喷式汽油机的历程中，为了扬长避短，力图综合传统汽油机和柴油机两方面的优点，要求如图 2-37（见彩插）所示的那样，在部分负荷时燃油于压缩行程后期喷入气缸，实现混合气分层稀薄燃烧（$\lambda \geqslant 1.9 \sim 2.2$），并采用混合气质调节，以避免节气门的节流损失，力求达到与柴油机相当的燃油经济性；而在中等直至高负荷区域，燃油在进气行程期间喷入气缸，以获得均质混合气。在该区域的绝大多数负荷下，偏重于高功率输出，发动机均以化学计量比混合气（$\lambda = 1.0$）运行，但是在全负荷时则以略浓的混合气（$\lambda < 1.0$）运行，以保持汽油机升功率大的优点，而在该区域的较低负荷工况区段，为了兼顾燃油经济性，则以稀混合气（$\lambda = 1.3 \sim 1.4$）运行。

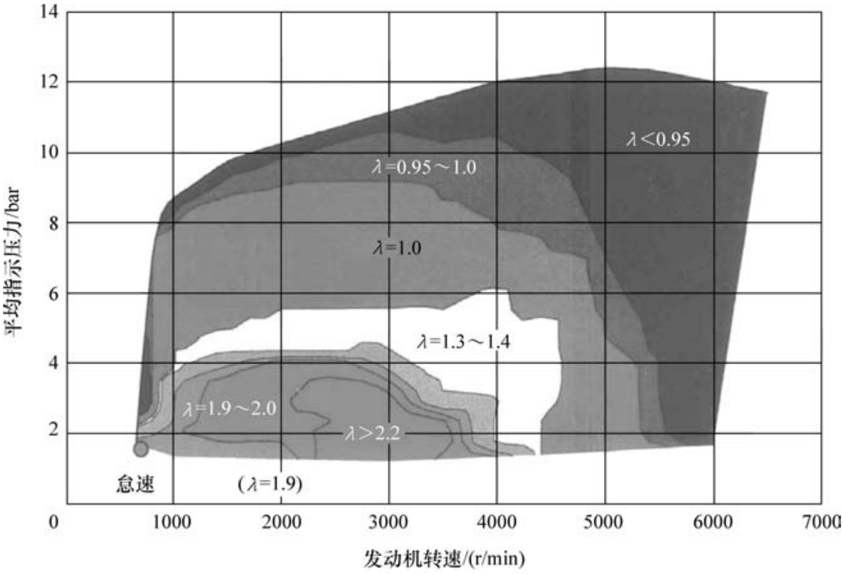


图 2-37　缸内直喷式汽油机各种运行模式的过量空气系数（λ）特性曲线场

2.3.1　分层稀薄混合气及其燃烧

理想的分层混合气在气缸内形成两个区域：一个区域是通过汽油喷束的雾化及其蒸发形成的含油混合气区，其中的空燃比分布具有很大的梯度，但是在火花塞附近必须具备易于点燃的混合气，这样才能确保在各种不同的运行工况下获得可靠稳定的分层燃烧，否则将会导致燃烧不稳定，甚至出现断火现象（见 2.3.3 节“分层混合气的着火特性”）；另一个区域汽油喷雾尚未到达而成为无油区，其中的空燃比为无穷大，它们包围在含油区的周围，起到了隔热的作用，有助于减少热损失。

因此，分层混合气的平均空燃比远大于化学计量空燃比，这样能减少汽油机的

泵吸损失，也增加了混合气的比热比，使得热效率得以提高。根据理想空气燃油循环计算，假如空燃比由化学计量空燃比14.7（$\lambda=1$）增加到36（$\lambda=2.5$），在理论上汽油机的燃油耗可降低11.5%，这还不包括泵吸损失的减少。如果考虑到泵吸损失的减少，燃油耗降低得还要多。但是实际上因种种原因，分层混合气燃烧对热效率的改善达不到上述理想空气燃油循环的计算结果，同时分层混合气的平均空燃比也往往受到限制，这是因为当负荷过低时不易在火花塞间隙处形成可点燃的混合气。即使能形成可点燃的混合气，在每个工作循环中只有在一段很短的时间内可被点燃，因而油气混合过程的循环波动很容易造成点火和燃烧的循环波动，甚至发生断火现象，影响燃烧的稳定性。为减少燃烧的循环波动，不能随负荷降低一直保持进气压力不变的理想的完全无节流的状态，通常在怠速和低负荷工况时要对进气适当节流来限制空燃比，使含油混合气区增大易于点燃。通常分层混合气燃烧的空燃比常在30～50（$\lambda=2.0\sim3.4$）之间，因此尽管分层混合气的工作范围受到限制，但是采用分层混合气燃烧的缸内直喷式汽油机在规定的运行循环中的平均燃油耗可降低8%以上，若采用新的燃烧系统（例如喷束引导分层燃烧系统，见下文）扩大分层燃烧的工作范围后，平均燃油耗可降低12%以上。

从上述可以看到，如何有效而稳定可靠地实现部分负荷时缸内混合气的分层稀薄燃烧是缸内直喷式汽油机成功的关键技术。

按照混合气分层的机理，现代缸内直喷式汽油机的分层燃烧系统大体上可分为喷射油束引导、壁面引导和空气气流引导三种，图2-38示出了这些燃烧系统的结构形式。它们在混合气的形成及其向火花塞的输送以及充量运动的产生等方面的设计思想存在着很大的不同，而喷油器和火花塞的空间布置不仅影响气缸盖的结构，而且也影响形成可供点燃的混合气的时间和区域，因而对燃烧过程产生重大的影响。

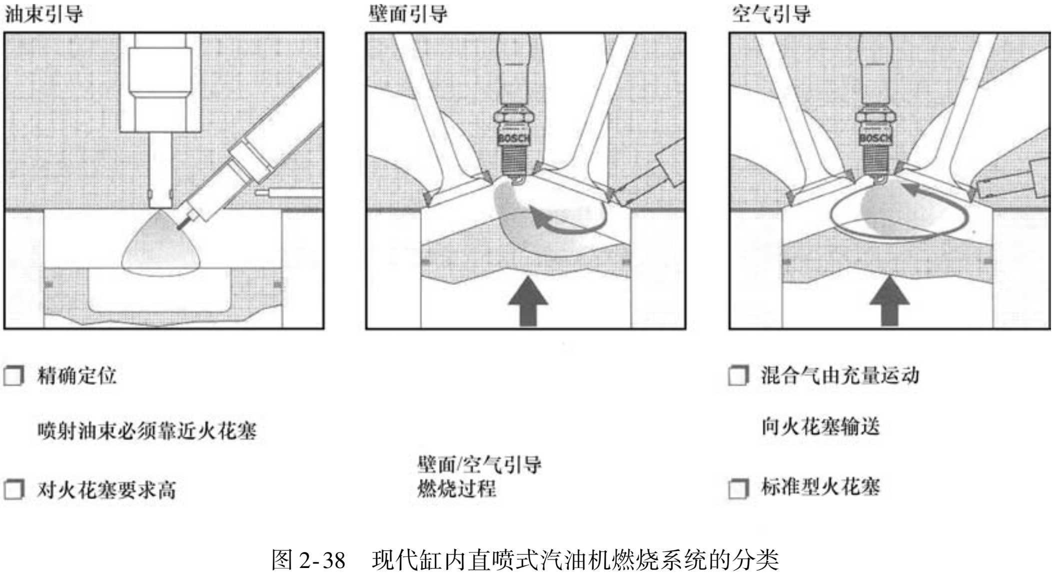


图2-38 现代缸内直喷式汽油机燃烧系统的分类

（1）壁面引导分层燃烧

壁面引导分层燃烧过程主要利用活塞顶燃烧室壁面的几何形状来引导燃油喷束形成分层混合气，如图2-38中图所示，其特点是喷油器安装在气缸盖进气侧的双进气道之间下方，以大于30°的角度倾斜向下喷射，喷束的贯穿度要足够大，而喷雾锥角要适当，一般不超过60°，这样喷束就能具有足够的动能和动量并带动周围部分空气流动，能够在燃烧室壁面形状的引导下向上运动接近火花塞。部分大颗粒油滴也可与壁面碰撞后变成细小油滴。喷油在压缩行程后期进行，此时活塞已上行到一定位置，活塞顶燃烧室凹坑的上部超过气缸盖平面而延伸到蓬形燃烧室中，在气缸中部形成含油混合气区，被置于气缸盖中央的火花塞点燃。喷油器被安装在温度较低的进气侧，有助于减小喷孔结焦堵塞的可能性。喷油器与火花塞彼此之间的间距较为宽敞（图2-39中图），甚至气门尺寸实际上可与进气道喷射发动机一样保持不变。喷油器在气缸盖上的布置，无论是在几何条件方面，还是在热力条件方面都能够被设计得比两者相距近的方案更为有利。两者之间间距的加大也为燃油从喷油器输送到火花塞提供较长的时间间隔创造了条件，在着火之前有较长的混合气准备时间，因此能够在较大的区域内形成可点燃的空燃混合气，从而使得这种壁面引导分层燃烧过程对喷油的误差并不敏感，但是另一方面两者之间间距的较大也加大了燃烧室内紊流扰动的影响，它会降低混合气的分层能力，因此在这种燃烧系统中混合气分层的稳定性主要依靠燃烧室壁面（由燃烧室凹坑的几何形状来调整）将喷射的燃油导向火花塞，而由进气道和燃烧室凹坑几何形状所产生的充量运动（滚流或涡流）则仅起到辅助作用。

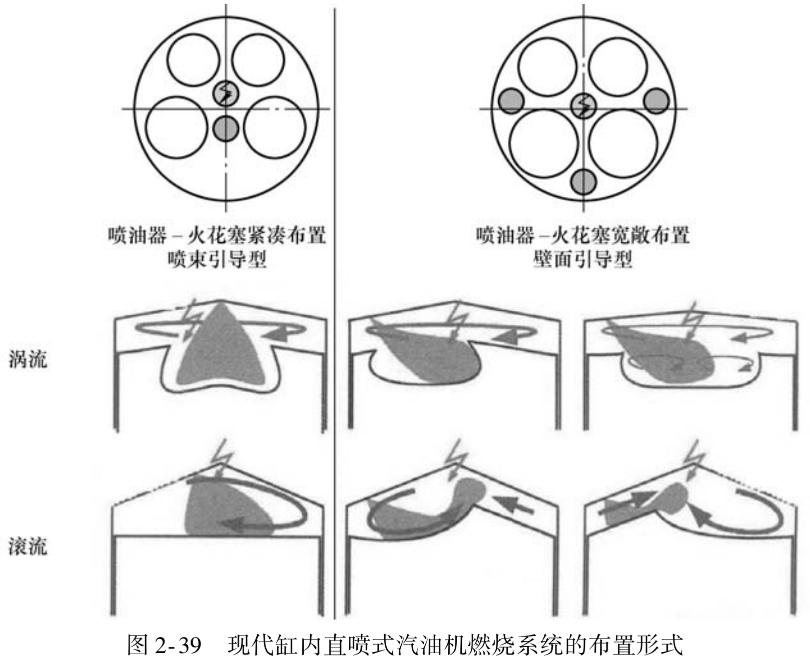


图2-39　现代缸内直喷式汽油机燃烧系统的布置形式

其分层混合气燃烧的工作范围在大约3000r/min以下的部分负荷工况。因车用汽油机主要在低转速和部分负荷工况以下，在这种运行范围内采用壁面引导分层燃烧可使车辆在整个行驶范围的平均节油约10%。

（2）喷射油束引导分层燃烧

喷射油束引导分层燃烧过程（图2-38左）主要依靠喷射油束本身的喷雾特性在缸内形成分层混合气，因此对喷束的要求首先是其贯穿度要比壁面引导分层燃烧的小，使喷射油束尽可能不碰到燃烧室壁面，但是要有一定的限度，不能为了减小贯穿度而使得燃油喷射的出口速度过低而导致汽油的分散度不够，致使很多汽油处于过浓的混合气中，会造成炭烟排放增加。其次，喷射油束要能产生足够大的汽油分散度，形成有适度大小的含油混合气区，因此喷束锥角要增大到90°以上。若采用壁面引导分层混合气那样60°以内的喷束锥角，会使得汽油在缸内的分散度减小，同时贯穿度会增大，使更多的汽油被喷射在活塞顶上，造成过浓混合气增多。最后，喷雾的油滴平均直径（SMD）要比通常壁面引导分层燃烧采用的约20μm的平均直径更小，约为10μm左右，较小的喷雾油滴也减小了喷束的贯穿度。但是油滴平均直径也不能过小，否则穿透缸内气体的能力下降，汽油在空气中的分散度不足，而使很多的汽油处于过浓的混合气中，造成炭烟和碳氢排放增加。

喷射油束引导分层燃烧系统的喷油器通常位于气缸中央，而且喷油器和火花塞布置得非常紧凑（图2-39左），火花塞直接位于喷射油束的边缘，贯穿度小锥角大的喷束在气缸中心形成一个富油区，实现混合气分层，其中较小的油滴加快了蒸发速度，能够在火花塞附近很快形成易于点燃的混合气。为了改善燃烧过程的稳定性，可在缸内组织有规则的充量流动，对于这种气缸中心喷油的设计，应采用进气涡流。缸内充量的这种水平涡流使得气缸中心的压力略低于外围气缸套附近的压力，有助于把油滴保持在气缸中心。进气涡流对提高喷射油束引导分层燃烧系统燃烧稳定性的效果已被发动机台架试验所证实。

喷射油束引导分层燃烧系统可以克服壁面引导分层燃烧系统的一些重要缺陷。首先，由于喷射油束引导分层混合气依靠喷雾本身的特性来形成，喷束与燃烧室壁面尽量不接触，避免了在燃烧室壁面形成过浓的混合气层，使炭烟、一氧化碳和碳氢的排放减少，提高了燃烧效率。同时，由于喷油时间不再受活塞位置的限制，当负荷增加时喷油时间可以提前，含油混合气区的体积可以相应增大，使含油混合气不致过浓，避免炭烟和一氧化碳排放增加，这样就可以使得分层混合气燃烧的工作区域扩展到较高负荷区域，进一步改善车辆在整个行驶范围的燃油效率。

其次，由于喷油时间不再受到活塞位置的限制以及分层混合气的形成过程比较简单，含油混合气不迅速移动，因此其点火和燃烧时间对混合气形成时间的依赖减少，可以适当推迟点火时间以减少传热损失。试验表明，喷射油束引导分层燃烧系统在分层燃烧情况下的最大放热率可在上止点附近，比壁面引导分层燃烧系统的最大放热率要晚，可提高发动机热效率。当然，若能够进一步把最大放热效率推迟到

压缩上止点之后，传热损失将进一步降低，热效率可以更高，因为当50%放热重心位置处于上止点后5°～8°曲轴转角的范围内，发动机的传热损失和燃烧时间损失之间的折中是最佳的，热效率最高。妨碍喷射油束引导分层燃烧系统进一步推迟燃烧时间的原因是分层燃烧的燃烧效率问题，因为对于任何分层燃烧系统而言，推迟燃烧时间不利于烧掉处于稀混合气区的汽油，会使燃烧效率下降。

此外，由于喷射油束引导分层混合气主要依靠喷雾本身的特性来形成，燃烧室形状可以比较简单，不需要在活塞顶部形成深的凹坑，这样就避免了将汽油喷进活塞顶凹坑中而给油气混合带来的困难，燃烧室的表面也不再会因有凹坑而增大，减少了传热损失，活塞重量和汽油机高度也不再会因活塞高度而增加。

最后，喷射油束引导分层燃烧系统还有助于解决冷起动时的碳氢排放问题。由于其油滴平均直径较小，可以很快蒸发，并且喷束的贯穿度小，减少了油滴与壁面碰撞的概率，这对于冷起动时减少过量供油非常有利，甚至可以通过分层采用较稀的混合气，也可以在膨胀行程进行二次喷油和燃烧来增加排气温度。在冷起动时应注意的是喷油系统的燃油压力要提升得快，应尽快达到所需要的喷油压力以确保喷雾品质。

因喷射油束引导分层燃烧系统具有上述优点，不但其分层燃烧工作区域比壁面引导分层燃烧系统的大，而且在同样工况下的燃烧效率和热效率也显著提高，使得车辆按规定运行工况的平均燃油效率可提高10%～15%，因而从2006年开始喷射油束引导分层燃烧系统已成为现代缸内分层燃烧直喷式汽油机的发展方向。

（3）空气气流引导分层燃烧

空气气流引导分层燃烧过程（图2-38右）主要是依靠充量的滚流运动（图2-39右下）或涡流运动（图2-39右上）将喷射油束中已准备好的气态部分输往火花塞。其喷雾特性的要求介于上述两种分层燃烧系统之间，但是由于对喷射油束与气流运动配合的要求太高，喷油时间会受到一定的限制，很难在各种不同工况下都能得到满足，没有喷射油束引导分层燃烧系统好，因此这种分层燃烧系统单独运用得并不多，往往与壁面引导分层燃烧系统组合使用。

虽然根据混合气形成的机理按上述方式来分类，但是实际上存在着各种方式相互交叉的情况，其中各种因素并存且相辅相成，需应用这些机理的组合效应来达到充量分层的效果，并确保其稳定可靠地运行。例如壁面引导和空气气流引导两种机理往往是无法分离而独立存在的，只仅仅是以一种机理为主而另一种机理为辅，起到相互支持的效果。特别是进气道和燃烧室凹坑几何形状所产生的充量运动（滚流或涡流），不仅能在充量分层时起到主导作用，而且强烈的充量运动在晚些时候蜕变成较小幅度的涡流，它们有助于混合气的均质化，以及随后燃烧过程中的物质交换，促进充量的完全燃烧。

以大众Lupo轿车1.4L－FSI分层稀燃直喷式汽油机为例。图2-40示出了其燃烧系统的原理图。活塞顶面有两个特殊造型的导向坑，确保在分层稀燃（FSI）燃

烧过程中获得所期望的燃油壁面导向和空气气流导向的组合效应。图2-41是用计算流体动力学（CFD）模拟得到的气流和燃油喷射的计算结果，清晰地显示出了这种组合效果。借助于气流导向坑的形状，特别是以其流出角所形成的气流，使燃油喷束在撞到燃油导向坑背风面之前首先受到制动。由于进气空气滚流和喷油的这种相互作用，使喷出燃油中的一小部分在上止点前55℃A就已形成了很好的混合气。处在燃油导向坑背风面的燃油到达凹坑的底部，并从那里转向火花塞方向（上止点前49℃A）。这部分燃油从燃油导向坑离开以后，被气流导向坑上方一直存在的空气滚流挤向火花塞，使得到点火时刻在火花塞下方已准备好了良好的空燃混合气，以确保稳定可靠地点燃（上止点前30℃A）。此外，由于滚流的强度随转速而增强，因此诸如喷油压力和喷油正时等喷射参数必须作相应的调整来适应工况的变化，以保持空气气流、喷射油束和燃烧室几何形状三者之间良好的配合。因此，无论是为了获得燃油分层喷射（FSI）燃烧过程优异的燃油耗和排放（主要是空气气流导向的作用），还是为了满足批量生产所要求的对燃烧系统制造公差和随运转时间变化的不敏感性（主要是壁面导向的作用），空气气流导向和壁面导向的综合效果都是重要的保证。

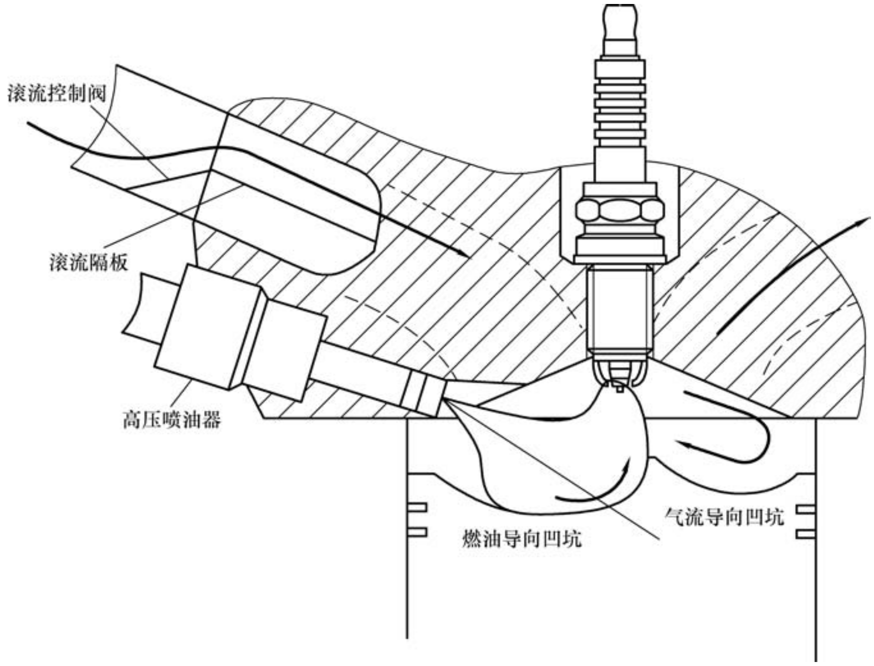


图2-40　大众Lupo轿车1.4L－FSI分层稀燃直喷式汽油机燃烧系统原理图

总而言之，开发现代缸内直喷式汽油机分层燃烧过程，其重点是必须在不同的发动机负荷（喷油持续时间）和转速（活塞速度）情况下，如何来协调喷射油束、

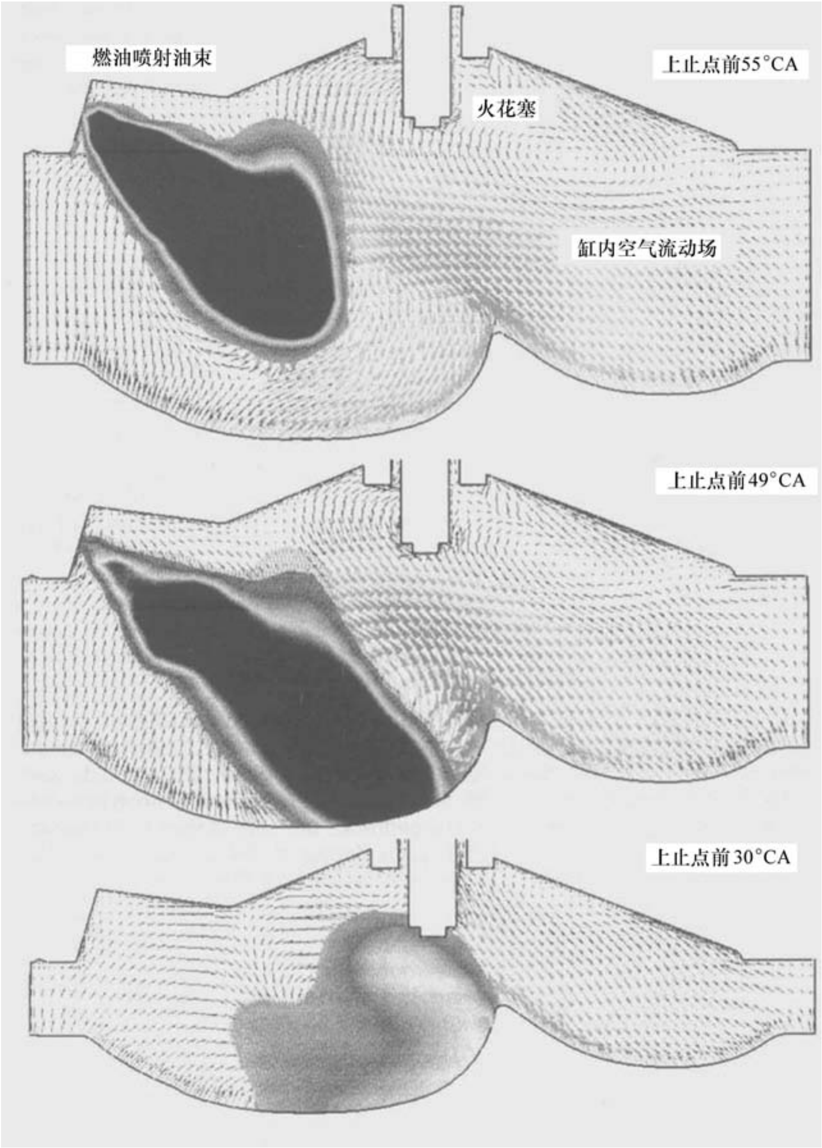


图 2-41　大众缸内直喷式汽油机燃烧室几何形状、空气运动和喷射油束的相互作用

活塞顶燃烧室凹坑几何形状和充量运动三者之间相互作用，确保在火花塞附近及时、可靠和稳定地形成足够数量和良好品质的可供点燃的混合气。在各个发动机制造厂商所设计的各种缸内直喷式汽油机上，分层燃烧系统的混合气形成机理大体上是相似的，仅仅三者的主辅作用不同而已。

2.3.2 均质混合气及其燃烧

由于以分层混合气燃烧运行的缸内直喷式汽油机必须在部分负荷时形成分层混合气，而在大负荷和全负荷时形成均质混合气，并且在这两种运行方式之间进行瞬态转换时必须做到响应快、转换平顺且使驾驶人无明显的感觉，因此对喷油系统、混合气形成与燃烧过程的稳定性以及发动机电子控制系统提出了很高的要求，而且为解决氮氧化物的排放还必须专门配备吸附式降 NO_x 催化转化器以及低硫汽油。为此，基于性价比和使用条件（如低硫汽油的供应等）的考虑，现代缸内直喷式汽油机有的机型已开始采用在所有运行工况下全部以均质混合气燃烧运行，这样一来发动机的电控系统就要简单得多，也无须应用吸附式降 NO_x 催化转化器以及低硫汽油，电控单元和三效催化转化器基本上可与进气道喷射机型通用，从而使得发动机成本明显低于以分层稀薄混合气燃烧运行的机型，只是其燃油耗略为逊色，但是即使单纯采用均质混合直喷技术仍要比进气道喷射汽油机低 3% ~4%。然而，如果这种均质混合气运行的直喷式汽油机采用高废气再循环，也可实现稀薄燃烧，那么其与分层稀薄混合气燃烧在燃油耗上的差别将会进一步减小。因此，从 2008 年开始，现代缸内直喷式汽油机越来越多地采用均质混合燃烧系统。

1999 年，Fiat – GM – Opel 动力总成公司在 2.2 – Ecotec 进气道喷射汽油机的基础上推出的该公司第一台 2.2 – Direct Ecotec 缸内直喷式汽油机，就是在经过综合经济效益评估后，决定放弃分层稀薄混合气燃烧而仍沿用均质混合气燃烧，与进气道喷射机型相比较，其标定功率提高 6%，最大转矩提高 8%，低速转矩提高6% ~ 10%，燃油耗降低 6%，并达到欧 4 排放标准（将在国内外典型机型章节中予以专门介绍)。大众公司在我国大连生产的缸内直喷式汽油机，也就是因我国市场目前暂时无法供应低硫汽油以及降低制造成本的实际情况而将原来的分层 + 均质混合气燃烧过程改为全均质混合气燃烧过程。2006 年，BMW 公司开发的 335i – 3.0L 轿车上搭载的缸内直喷式汽油机也采用均质混合气运行，从而在喷油量跨度较大的涡轮增压机型上能够采用每循环多次喷射的策略：在小负荷工况时只需进气行程期间的单次喷油就足以获得均匀的油气混合气，而在低速高负荷运转工况时，在进气行程期间将喷油量分成 2 次或 3 次喷射，这样就能够在尽可能减少湿壁的情况下获得非常均匀的油气混合气，图 2-42 示出了在发动机特性曲线场范围内多次喷射的应用情况，其燃油耗也要比相应的进气道喷射机型低 10%，而且废气排放也能得到明显的改善。特别是在冷起动后采用 2 次喷油策略，第一次在进气行程喷油，第二次在压缩行程喷油，此时只要不损坏发动机的运转平稳性，点火时刻可以明显延迟到点火上止点后，从而使废气温度提高 200℃以上，大大加快了催化转化器的加热升温，使 NO_x 和 HC 排放明显降低，可比采用单次喷油时低大约 30% （图 2-43）（将在第 5 章“典型机型开发”中作更详细的介绍）。

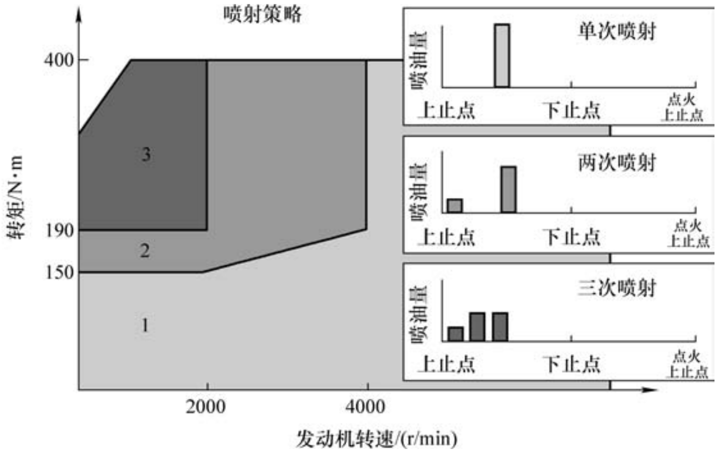


图 2-42　BMW－335i－3.0L 轿车直喷式汽油机单次、两次和三次喷射的特性曲线场范围

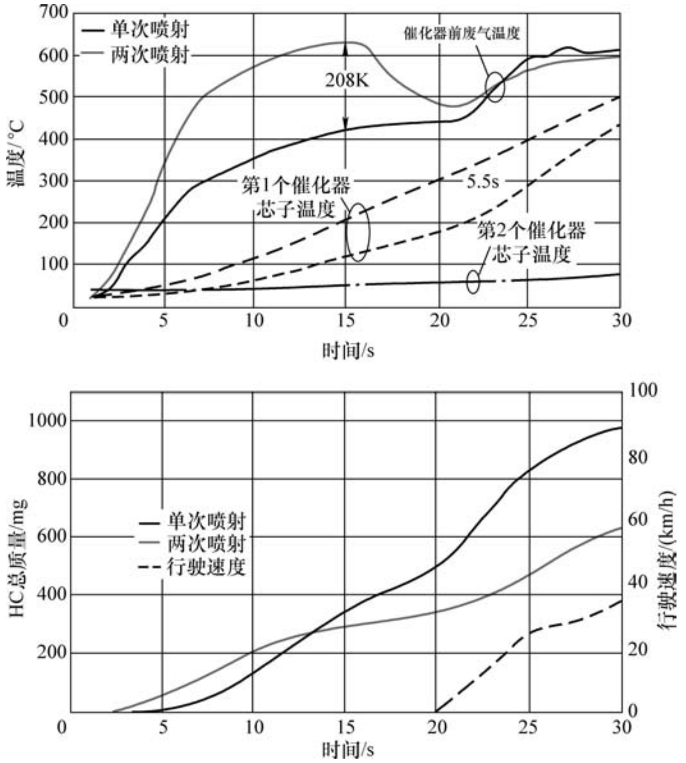


图 2-43　直喷式汽油机采用两次喷射提高废气系统温度和降低排放

为了减少喷雾接触气缸套壁面，均质混合气燃烧系统采用类似于喷射油束引导分层燃烧系统的布置方式（见图 2-39 左上图），喷油器和火花塞都位于气缸中心

区域，火花塞偏向较热的排气门，而将靠近进气门温度较低的位置让给喷油器。而在2003年以后市场上陆续出现了一批均质混合直喷式汽油机都采用喷油器布置在进气侧的方案（参见图2-38中图和右图以及图2-39右上图），这样做的一个原因是1996年以来对进气侧喷射技术已有很多经验，并可利用壁面引导分层燃烧系统机型所使用的气缸盖进行改装，节约开发成本。但是，在气缸盖中心喷射有利于减少喷雾与气缸套壁面接触，同时也更容易进行技术升级，改用喷射油束引导分层燃烧系统时就无须重新设计气缸盖，因此未来新设计的均质混合直喷式汽油机，预计将会越来越多地采用气缸盖中心喷射。

总的来讲，壁面引导分层燃烧与化学计量均质燃烧相比，具有公认的燃油耗优势，根据负荷不同大约在10%以上，而喷射油束引导分层燃烧理论上的节油潜力可增大到20%以上，并且由于减少了油束与壁面的接触而能够同时降低HC排放。

此外，应当指出，分层混合气运行并不是减少换气过程泵气损失的唯一途径，可变气门机构也可以减少这种损失。如果均质混合气燃烧的直喷式汽油机与可变气门机构结合起来，其燃油耗可与分层混合气燃烧机型相当。这些内容将在以后有关章节中予以详细介绍。

2.3.3 分层混合气的着火特性

汽油缸内直接喷射的基本潜力是能够显著地降低燃油耗和CO_2排放，但是其实际应用却受到限制，无节流的分层稀薄混合气运行往往只能在发动机特性曲线场中的小范围内而不能在所有运转条件下实现，不稳定的燃烧过程将不能充分发挥汽油缸内直接喷射所有的潜力，而这种分层稀薄燃烧不稳定性的原因大多数在于混合气着火发生了断火现象。因此，必须分析影响混合气着火的参数及其彼此之间的相互作用。首先要进行基本的热力学试验研究，运用激光粒子图像速度（PIV）测量技术在不同的光切面上分析充量流动场，并借助于粒子激光感应荧光（PLIF）或米氏（Mie）散射光等现代先进的测量技术观察燃油喷束与充量运动之间的相互作用，同时应用计算流体动力学（CFD）模拟流动场计算对混合气形成及其着火过程进行详细的分析，寻找分层燃烧不稳定的原因。

在2.2.5节“充量运动对工作过程和循环波动的影响”一节中已从缸内充量运动对循环波动影响的角度谈到了对分层混合气着火的影响。这里再进一步深入分析燃油喷射、充量运动和点火时刻对混合气着火的影响，并选择具有代表性的充量带有滚流运动的燃烧过程来讨论混合气的着火条件。

混合气着火阶段基本上受到充量运动、混合气形成和充量分层状况，特别是火花塞附近混合气的过量空气系数λ等因素的影响，而点火、喷油和充量运动等参数的影响是间接地通过油束雾化、汽化和混合的机理起作用的，同时彼此之间又有着紧密的联系。图2-44示出了影响混合气着火的参数及其相互关系。

（1）缸内充量滚流场分析

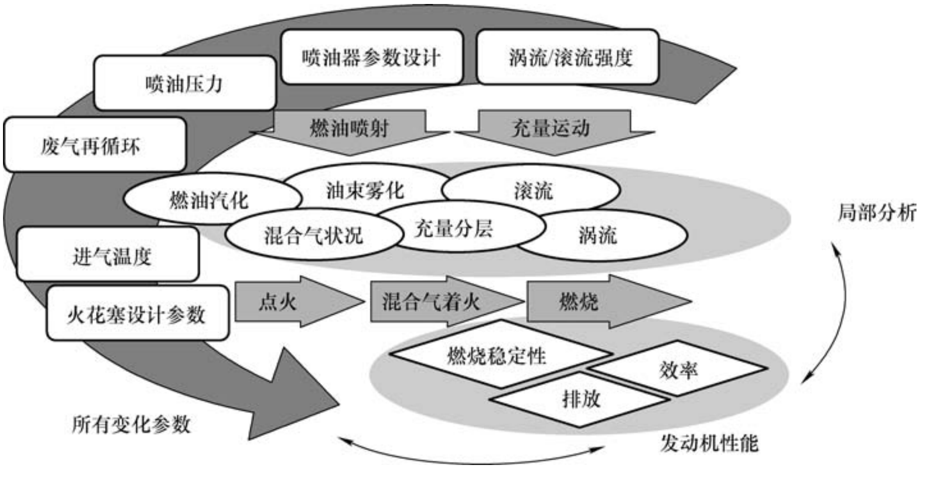


图 2-44　影响混合气着火的参数及其相互关系

滚流阀位置的变化能够影响到缸内充量运动的流动场，因而也就会影响到燃烧过程。为了研究该参数变化所产生的效果，已对某些重要的滚流阀位置进行了 PIV 测量和 CFD 模拟计算。图 2-45 示范性地示出了 $n=2000\text{r/min}$ 和滚流阀关闭时缸内流动场变化过程的 PIV 测量结果，所示出的是气缸对称平面上的平均值图形。在滚流阀关闭情况下，在进气门最大升程时燃烧室内充量已经形成了明显的滚流流动。此时，由于滚流阀关闭，进气流仅仅流经进气道的上半部分，因此流入燃烧室的气流绝大部分流经进气门侧对面的燃烧室顶面。直到喷油开始时，最大气流速度从 70m/s 以上降低到约 20m/s 左右。而图下部的缸内气流速度的分布状况（速度－概率曲线）则按两种情况：滚流阀全关（最大滚流）和滚流阀全开（最小滚流）分别表示出来。显然，在滚流阀全开时出现较低气流速度的概率偏大，而滚流阀全关时的气流速度分布则相对比较均匀，而且到压缩行程时更趋于均匀。

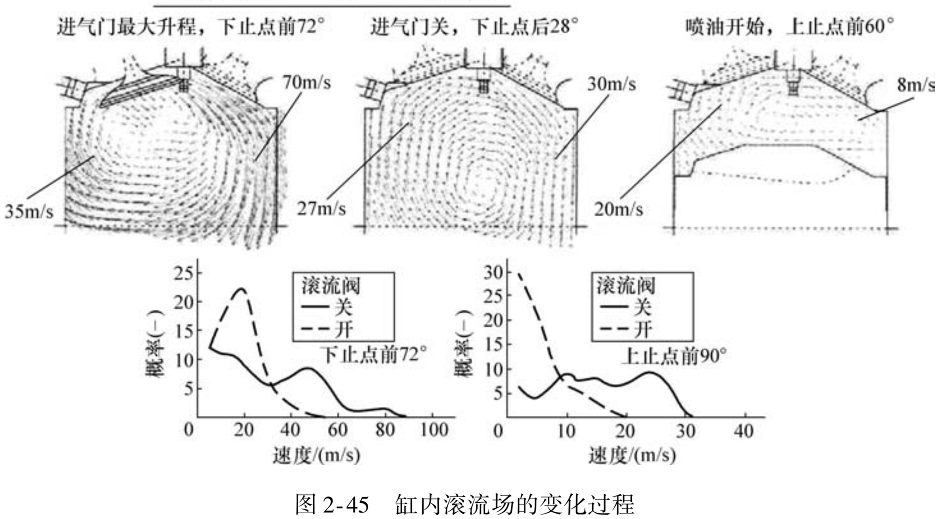


图 2-45　缸内滚流场的变化过程

为了评价进气道设计及其滚流阀对燃烧室内流动场的影响，曾对 4 种不同进气道方案进行了 CFD 模拟计算。图 2-46 示出了进气道及其滚流阀对燃烧室内气流的平均速度和涡流能量的影响。

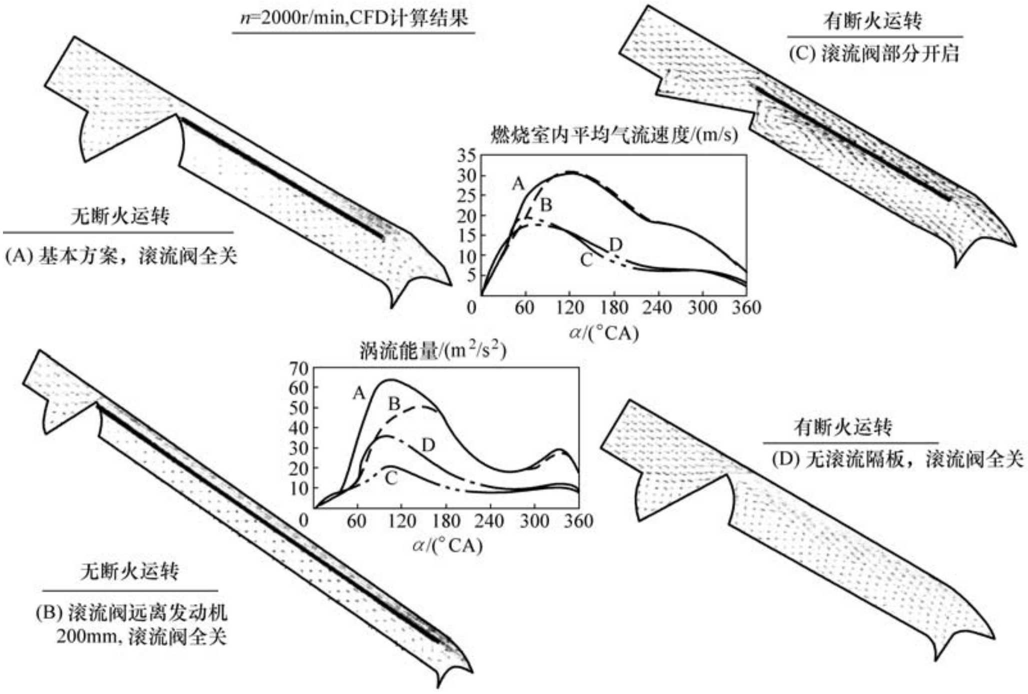


图 2-46 进气道及其滚流阀设计对燃烧室内充量流动的影响

与基本气道方案（A）相比，滚流阀位置远离发动机的进气道方案（B）的所有特性参数的提升在时间上都延迟了，这是由于滚流阀位置远离发动机使进气道中气柱的响应延缓所致。但是，经过下止点（相当于图中 180°CA（曲轴转角））以后，这些特性参数值就与基本气道方案一致了。CFD 模拟计算结果表明，所选择的滚流阀位置的远近对缸内流动场的影响并不大。这两种进气道方案因充量有合适的流动，在运行时均不会出现断火现象。

与基本气道方案相比，滚流阀部分开启的进气道方案（C）燃烧室内平均气流速度降低了一半，而涡流能量只有其四分之一。这种衰减是由于流速低的不良的进气流动妨碍了进气早期阶段滚流的发展所引起的，从而影响了混合气的良好形成，致使在运行中会出现断火现象而运转不稳定。

进气道无滚流隔板方案（D）在滚流阀关闭时也出现了相似的趋势，但与部分开启的滚流阀相比，直到喷油开始（相当于图中 300°CA 时）前其特性值处于略高的水平上。这是由于进气流动更集中到进气道上半部分，因而较有利于滚流的形成，但因总体平均气流速度偏低而在运行中仍会发生断火现象，使得发动机运转不

稳定。

（2）燃油喷雾状况分析

燃油喷射通过混合气形成对着火起着决定性的作用。图 2-47（见彩插）对 3 种时刻（上止点前 52°、44°和 36°CA）的 CFD 模拟计算结果和 PLIF 测量结果进行对比。发动机基本运行工况点的喷油控制脉宽终点（ASE）/点火时刻（ZZP）= 上止点前 45°/30°CA。CFD 模拟计算图形表明，在上止点前 52°CA 时喷射油束大部分还是由液态油滴组成，直到较晚的时刻才形成较多的气态油雾。这些油雾被滚流气流带着向上朝燃烧室顶面运动，而液态油滴由于其自身的动量跟随燃烧室气流的运动就要比气态油雾少得多。在上止点前 52°CA 时的 PLIF 测量图形上可以看出有前期喷射，而主喷射油束被强烈的滚流气流向上偏转，并水平向前伸展。到上止点前 44°CA 时油束已抵达火花塞，绝大多数的燃油集中在喷油嘴与火花塞之间。图中所示出的相对标准误差显示出了缸内气流运动与喷射油束的组合影响，喷射油束的下部范围因具有大的相对标准误差而最不稳定。

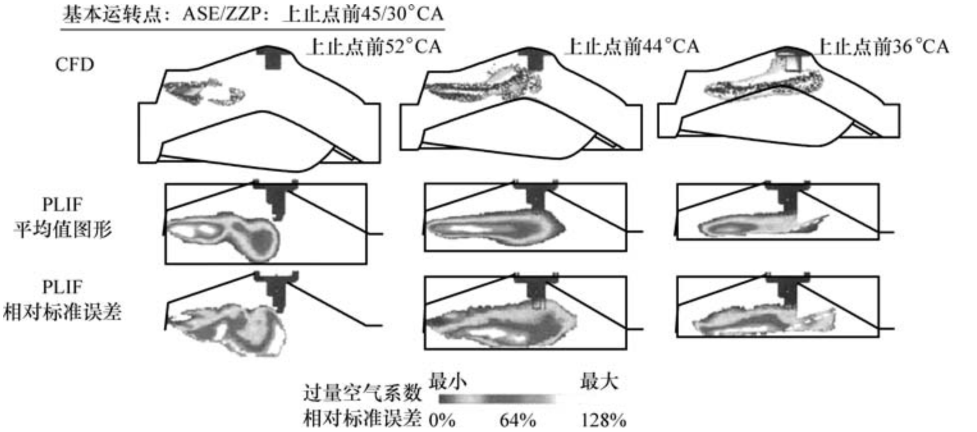


图 2-47　燃油喷射对混合气形成的影响

图 2-48 示出了滚流阀关与开时的喷射油束的扩展过程。滚流阀关时充量滚流运动使油束水平扩展并抵达火花塞，而滚流阀开时滚流减弱，油束前端仍继续朝下指向燃烧室，仅在火花塞下方向活塞顶凹坑扩展。图中这两种滚流阀位置在较晚时刻相差很大的测量信号强度是由于两者油束中气液相态分布差别非常大所造成的，因为与无充量运动的运转相比，在充量运动很强烈的情况下燃油的汽化较快，液相燃油的质量也较少，而由液相所产生的测量信号要比气相强烈。

（3）断火原因分析

一般来讲，引起混合气断火的原因有以下几种：

1）气相的过量空气系数 λ 过大或过小：众所周知，混合气的过量空气系数 λ 超过点火极限（过稀或过浓）将引起断火。通常混合气太稀的原因是此时混合气

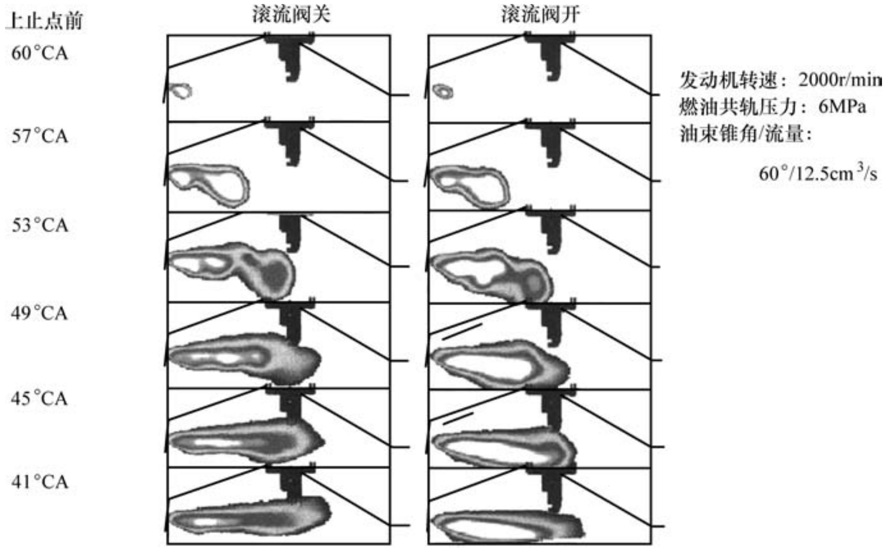


图2-48 滚流阀开/关时 PLIF 测量结果的比较

油雾尚未到达点火地点。

2）火花塞附近的气流速度太高：火花塞附近的气流速度太高可能成为无法着火的原因。火花间隙中的气流速度太高会使得所产生的点火火花从火花间隙强烈地向外偏转，甚至这种偏转能够强烈到使点火火花中断，并发生“再次点火”。因此，较高的气流速度的效果起初可能对着火有利，但是若气流速度太高，反而会妨碍火焰核心的形成，火焰真的会被吹灭了。但是，从图2-46可以看到，在滚流阀打开的情况下，到上止点前30°CA（相当于图中 $\alpha=330°CA$）点火时燃烧室内的平均气流速度约为5m/s，即使在滚流阀关闭的情况下此时的速度也已降低到11m/s以下，不会造成混合气无法着火。

3）液相（燃油滴未充分汽化）：第3个原因可能是混合气油雾尚未充分准备好，被喷入的燃油大部分仍处于液相状态，它们的边界呈现出很大的梯度，降低了着火的概率，并间接地提高了气相的过量空气系数 λ。而油滴对火花塞的点火能力并无直接影响，因为不但火花能量足够高，而且火花的持续时间也足够长。

从大量的试验参数方案中挑选在转速 $n=2000$r/min，平均指示压力 $p_{mi}=0.28$MPa运转工况时的两种参数变化对发动机燃油耗和断火率（燃烧稳定性）的影响作为例子来分析，示于图2-49。第一个参数是点火时刻，并在预先规定的喷油持续时间和喷油终点（ASE）的情况下进行变化。第二个参数是充量运动强度（滚流阀位置），其影响是通过连续打开滚流阀（滚流强度降低）来体现的。

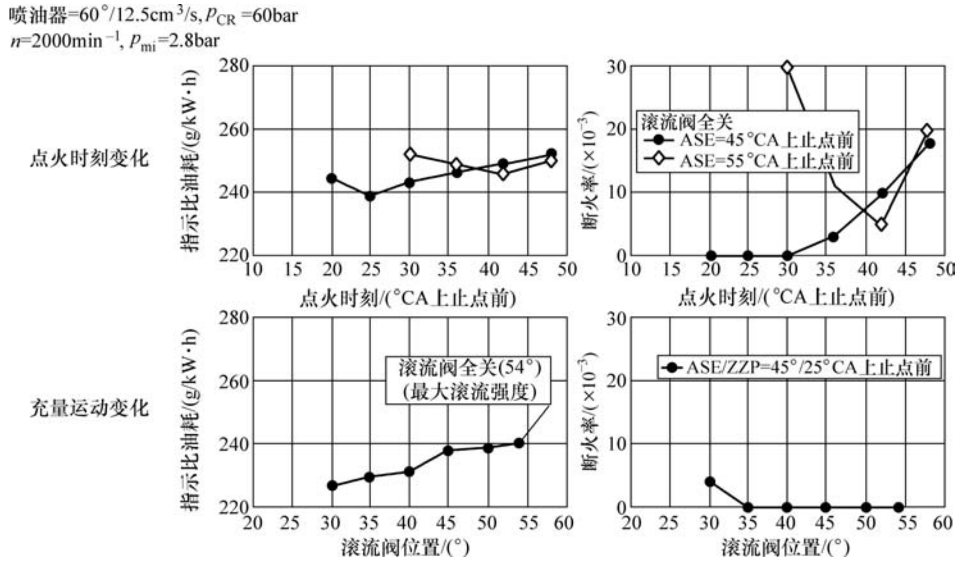


图 2-49　点火时刻和充量运动对燃油耗和断火率的影响

有利于燃油耗的运转工况点的点火时刻（ZZP）为上止点前 25°CA，指示比油耗 b_i = 240g/kW · h，此时的最佳喷油终点（ASE）为上止点前 45°CA。随着点火角的提前，燃油耗和燃烧稳定性（断火率）变差，从点火角 36°CA 起将检测到有断火现象发生。最初在 36°CA 点火角（ASE – ZZP = 45° – 36° = 9°CA）时断火次数较少，约为 0.3%，随着点火角的提前，断火率增长到 1.5% 以上。若选择喷油终点提早 10°CA（即上止点前 55°CA），则在相同的点火角时表现出与基准喷油终点（上止点前 45°CA）相似的燃油耗结果，但是因点火时刻与喷油时刻相隔（ASE – ZZP）太大，则发动机就几乎不能再稳定运转了，在点火角较晚时断火率迅速增大。点火角为上止点前 42°CA 时燃油耗最佳，但仍偶有断火现象发生。

随着滚流阀的打开（滚流阀位置角小），充量运动减弱，首先由于发动机的附加节流逐渐消除，对燃油耗产生有利的影响，使燃油耗降低约 5%。但是，从滚流阀打开到 30°位置时就再也不能确保发动机稳定运转，正如图中所显示的那样，此时已出现为数不多的断火次数，并随着滚流阀过度打开而不断增加。

再进一步分析运转参数变化时火花塞附近的混合气状况是否会引起断火，以便探讨产生断火现象可能的原因。

1）充量运动参数对着火状况的影响。如图 2-50 所示，滚流阀全关时并无断火现象，而随着滚流阀的开启，气流速度降低，因为其他参数都不变化，因此气流速度不可能太高，因而此时发生断火的原因并非是火花塞附近的气流速度太高。

对液相的评价用米氏散射光拍摄的平均值图像表示在图 2-50 上。从图中可以

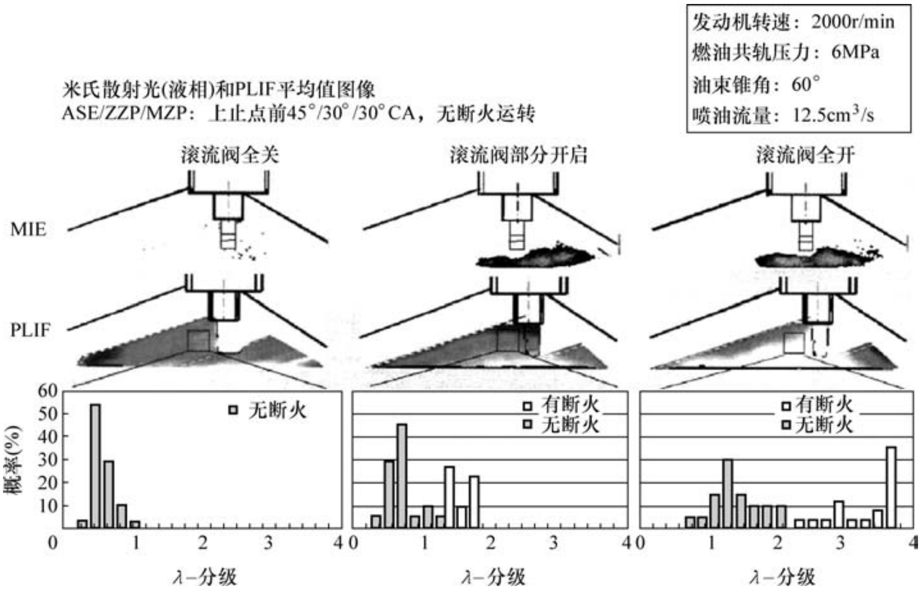


图2-50 不同充量运动强度时的米氏散射光和PLIF测量结果

清楚地看出，随着充量运动的减弱，液态燃油份额增加，但它们都发生在火花间隙的下方，这也就是说，在点火区域内存在过多的液态燃油同样并非是发生断火的原因。

排除了上述两个原因后，发生断火的原因就只剩下气相区域的过量空气系数λ了。图2-50借助于PLIF技术描述出了测量时刻（MZP）上止点前30°CA时的过量空气系数λ，并算出了测量记录图像范围内不同λ分级的概率分布。考察滚流阀关闭时的过量空气系数λ，可以看到（基本运转工况时）非常均匀分布的均质混合气，其平均过量空气系数λ约为0.6，此时燃烧稳定，并无断火现象。而与基本运转工况相反，在滚流阀部分打开和全开时无断火运转是不可能的，因此将有断火和无断火运转循环都取平均数，并确定其λ直方图。滚流阀部分打开时着火循环（无断火）的λ分布状况在很大程度上与基本运转工况点一致，而有断火时λ分级的分布则向大λ值方向移动了。对滚流阀部分打开时的运转状况所作出的这种结论也同样适用于滚流阀全开时的运转状况，此时有断火循环的过量空气系数甚至达到了$\lambda>4$，而无断火循环的λ分级分布也移向大λ值，因此证实了在充量运动较弱的情况下断火的原因是混合气太稀，这是由于混合气油雾虽然抵达了火花塞下方，但并没有充分准备好。

2）点火时刻参数对着火状况的影响。随着点火时刻的提早，断火率增大。图2-51示出了米氏散射光和PLIF测量拍摄的图像。从米氏散射光测量结果可以清楚地看到，在点火时刻较早时液相燃油的份额很大，而且并不局限在点火地点范围

内，因此对发生断火现象并没有很大的关系，但可能是液相燃油聚集得太多，而充分汽化的燃油太少，这从 PLIF 测量结果中得到了证实，特别是在点火时刻很早的时候可以观测到气相过量空气系数 λ 更强烈的循环波动和空间波动。与充量运动不同，出现这种情况与液相份额较多有关，因而气相过量空气系数 λ 的强烈波动是液相燃油高度聚集的结果，因此气相的 λ 仍然是发生断火的主要原因。

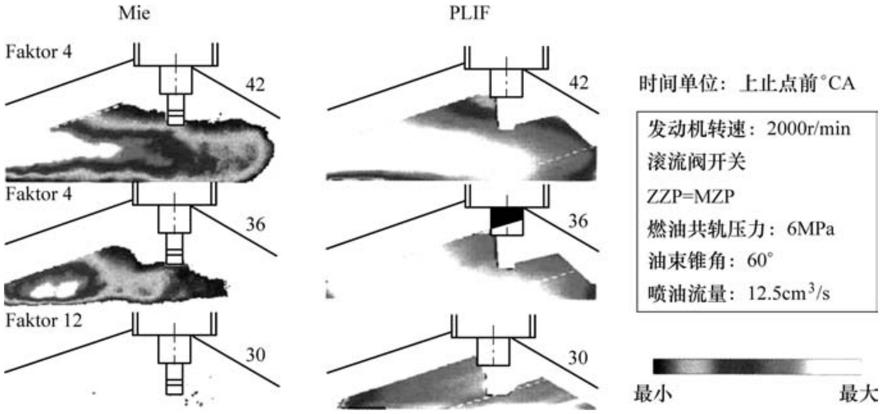


图 2-51　不同点火时刻的米氏散射光和 PLIF 测量结果

图 2-52 左图示出了测量时刻（MZP）上止点前 42°CA 时所测得的米氏散射光强度分析，同时对有断火循环与无断火循环的情况进行比较，再次证实了在有断火循环中在点火部位范围内并不存在高的液相浓度。分析表明，无论是在有断火循环还是无断火循环时在火花塞下方的光强度分布是差不多的。

考察图 2-52 右图上在较早的喷油控制脉宽终点（ASE，上止点前 45°改为 55°CA）以及测量时刻（MZP）和点火时刻（ZZP）都为上止点前 42°CA 时的 PLIF 测量结果就可以清楚地看到，该运转工况时在火花塞附近具有与基本运转工况相似的光强度值，而再从图 2-46 上可以看到，在上止点前 42°CA（相当于图中 $\alpha=318°$ CA）时燃烧室内的平均气流速度约为 15m/s 左右。因此，这种两种运转工况时光强度值的良好一致性表明，将上止点前 42°CA 和更晚点火时刻时在燃烧室内占统治地位的气流运动速度作为发生断火现象的唯一原因是不恰当的。

（4）点火部位附近混合气状况的评价

将上述所考察参数的分析结果及其对引起断火的影响归纳于图 2-53。总之，在点火提前角变化时 3 种断火原因中没有任何一种可以完全排除在外。液相与气相结合在一起只能看作为是断火的部分原因，而气相过量空气系数 λ 的空间和循环波动则是发生断火的重要原因。气流速度不太可能是发生断火的唯一原因，当然它有可能与其他影响因素结合起来而更助长了断火的发生。

为了有助于点火时刻参数的评价，图 2-54 示出了在上止点前 36°CA 点火时米氏散射光和 PLIF 测得的混合气过量空气系数 λ 的循环波动情况。显然，气相和液

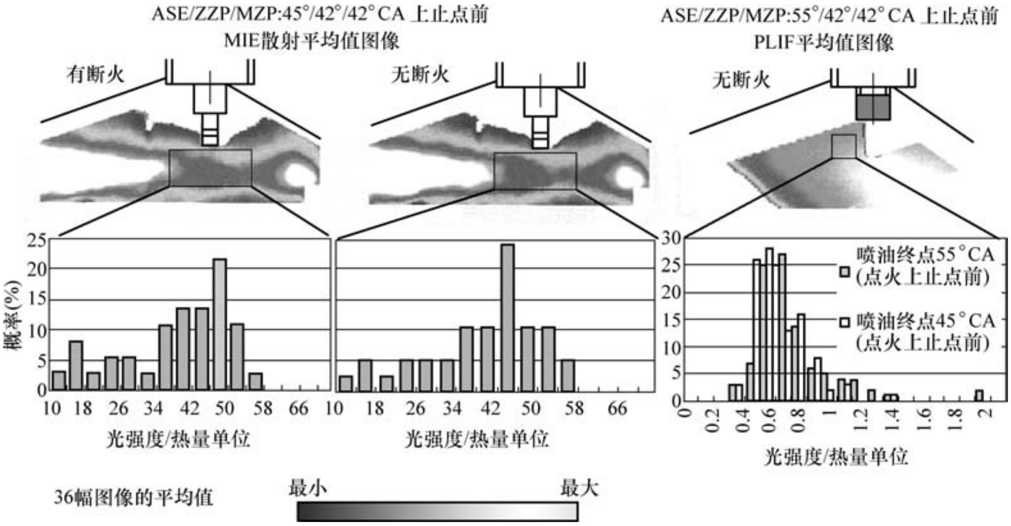


图 2-52　不同点火时刻的光强度分析

火花塞附近的状况 \ 参数方案	基本时刻 ASE=45° ZZP=30°	滚流阀部分开启	滚流阀全开	ZZP=36°	ZZP=42°
火花塞附近的气流速度太高	√	√	√	+	+
λ气相区域太稀或太浓	√	++	++	++	++
液相燃油(没有充分汽化)	√	√	√	+	+

√ 对着火影响不太大　　+ 可能的断火原因　　++ 重要的断火原因

图 2-53　混合气断火原因分析汇总

相的循环波动影响点火时刻的着火条件。从混合气状况的循环波动中可以看到，在某些循环中 λ 具有较高的值。米氏散射光测量结果表明，并没有大量的液态燃油到达火花塞间隙附近，但个别循环仍有较大份额的燃油没有汽化而仍然完全处于液相状态。除了可能引起断火现象发生的 3 种原因之外，循环波动的考察表明，为了确保稳定着火，燃油喷射的可重复性是十分重要的。

除了点火时刻参数之外，喷油时刻也对发动机性能具有重要的影响。只要优化确定喷油终点和点火时刻就能使发动机稳定运转，若选用该优化范围之外的喷油和点火时刻就会发生断火现象。图 2-55 是发动机经优化后的喷油终点和点火时刻脉谱图。在混合气形成优化范围内，无论如何都能确保发动机稳定运转，此时所有的

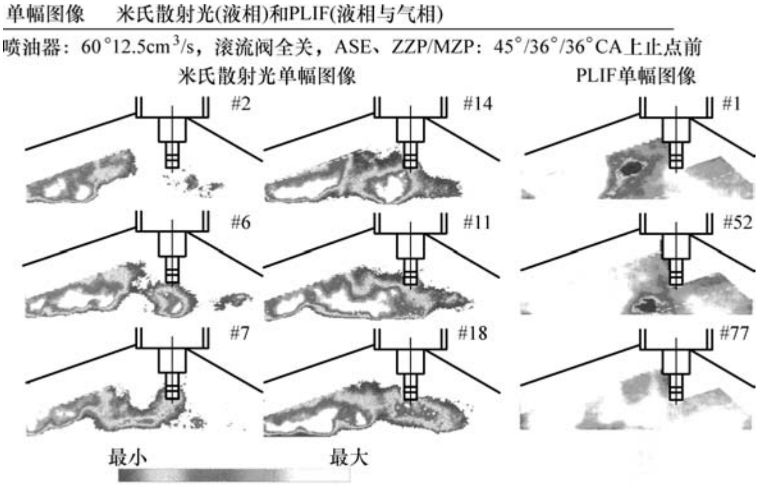


图 2-54　混合气过量空气系数 λ 的循环波动

边界条件都保证了最佳的混合气形成和可靠的着火。在该范围之外还可再定义一些范围，但是在这些范围内某些边界条件或调整就不再是最佳的了。

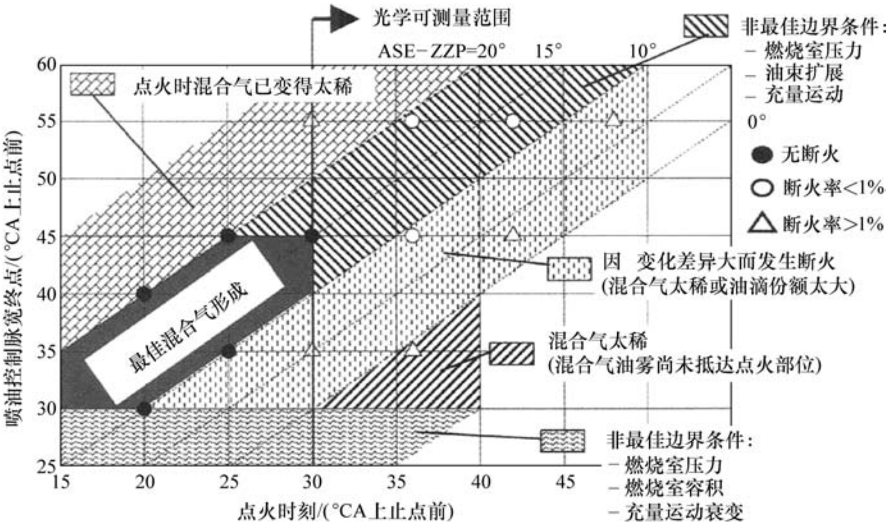


图 2-55　发动机喷油终点和点火时刻脉谱图

若从稳定运转范围出发，在保持喷油控制脉宽终点不变的情况下点火角向更早的点火时刻移动，那么将进入另一种运转范围，在该范围内因气相过量空气系数 λ 变化差异太大而不能再确保可靠着火。而当点火再进一步向早方向移动时，即喷油尚未结束就点火了，此时引起断火不外乎两个原因，要么是混合气油雾尚未到达点火部位，要么就是刚刚才到达点火部位的燃油尚未充分扩散。

在点火时刻较晚的情况下，喷油时刻与点火时刻之间的间隔时间太长，显然混合气油雾在燃烧室中停留的时间太长而变得非常稀薄。在剩下的最后两种运转范围内，发动机有可能会出现运转不稳定的现象，即使在这两种运转范围内喷油时刻与点火时刻之间的间隔时间仍保持在最佳状态，但是整个燃烧过程太早或太晚，在这两种情况下整个系统的边界条件已不再是最佳的。因此，要移动最佳混合气形成范围就必须重新调整燃烧室的几何形状和喷油系统。

综上所述，所采用的滚流燃烧过程能够在进气和压缩行程期间在气缸内形成稳定而均匀的流动场，而充量运动保证了混合气形成并输送到火花塞。打开滚流阀会使滚流强度减弱，从而一方面使得混合气形成不良或延迟，另一方面不再能够将混合气可靠地输送到火花塞，而仅从火花塞下方掠过。为了确保稳定可靠地着火，燃油喷射的良好品质及其可重复性起着决定性的作用，同时不仅要有合适的喷油时刻，而且点火时刻与喷油终点之间的间隔时间同样也是确保稳定可靠着火所不可缺少的重要条件。点火部位附近气相过量空气系数 λ 强烈的循环波动是发生断火的唯一原因。

2.3.4　滚流燃烧过程的潜力

第一代缸内直喷式汽油机采用的燃烧过程在混合气形成和充量分层方面呈现出各种各样的解决方案，但是它们仅仅部分实现了汽油缸内直接喷射所期望的潜力，因此许多制造商又开发了第二代缸内直喷式汽油机，其目标是进一步改善燃油耗、废气排放和运行稳定性。2000 年，德国 FEV 发动机技术公司所开发的滚流燃烧过程就是其中一种非常有希望的解决方案，特别是在低 HC 和低炭烟排放以及全负荷性能方面具有优势。这里以此为例介绍第二代缸内直喷式汽油机在分层燃烧过程方面的技术进展。

（1）滚流燃烧过程

FEV 滚流燃烧过程是在久经考验的多气门汽油机结构基础上开发而成的。这种燃烧过程在各种以批量生产机型为基础的第二代缸内直喷式汽油机上的一系列应用已证实，在发动机结构上只需进行较小改动就能采用这种燃烧过程。图 2-56 示出了这种燃烧过程及其充量正向滚流运动的典型结构布置形式。除了活塞之外改动基本上局限在气缸盖上，喷油器被布置在并联双进气道下方，甚至进气道仍可保持原有的水平隔板，与布置在气缸盖与进气道之间的滚流阀操纵机构相结合实现进气道的部分关闭，从而在部分负荷时获得高的滚流强度，这将有助于混合气形成和控制充量分层。

图 2-56　FEV 滚流分层燃烧过程的结构布置形式

在精确调整充量分层运行时，在发动机试验台架上进行试验工作的同时，还运用专门的开发工具来优化缸内充量流动和喷束扩展的相互作用。这方面的工作 FEV 公司运用激光技术在透明发动机上观察缸内 3 维流动场随时间的变化、喷束液相和气相的扩展及其过量空气系数 λ 的空间分布。这些试验结果还可以用于校准相应的 3 维数值模拟计算。在进行试验工作的同时，还开发了一种新的包括油滴裂变在内的燃油喷雾模型，它的计算结果与喷雾罐中和透明发动机上所查明的测量结果具有非常好的一致性。

与传统的进气道喷射汽油机不同，这种滚流分层燃烧过程取决于在压缩行程期间气缸内保持有针对性的充量滚流运动，这样就能使空气掺入到燃油喷束中去，并将准备好的混合气输送到火花塞，因此其混合气形成路程要比壁面引导燃烧过程明显缩短，这样就有助于防止形成过于稀薄的混合气区域。同时，必须进行专门的开发工作来精确地调整进气道和燃烧室形状，以减小充量运动的循环波动。由于存在难以避免的制造公差，因此这项工作的必要性就显得更为重要，为此开发出了专门对充量运动及其随时间变化过程进行光学分析的试验台来实施这些优化任务。该试验台能够在配备玻璃气缸的基础曲柄连杆机构上，对各种不同的气缸盖进行快速的试验（图 2-57），并借助于激光测量粒子图像速度（PIV）的测量技术在不同的光切面上分析充量流动场，此外还运用激光感应荧光（LIF）或米氏（Mie）散射光等方法观察燃油喷束与充量运动之间的相互作用。图 2-58 以实例示出了采用这种

方法在发动机运行过程中所获得的观察结果，它们被开发人员用作为解释发动机性能和优化过程的非常有价值的辅助工具。

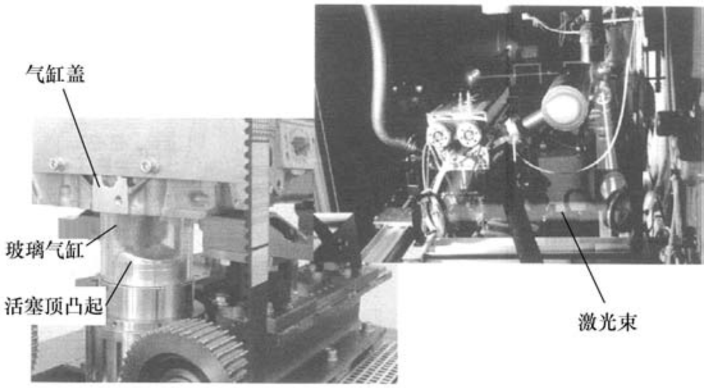


图2-57　FLOTEC缸内流动场试验台

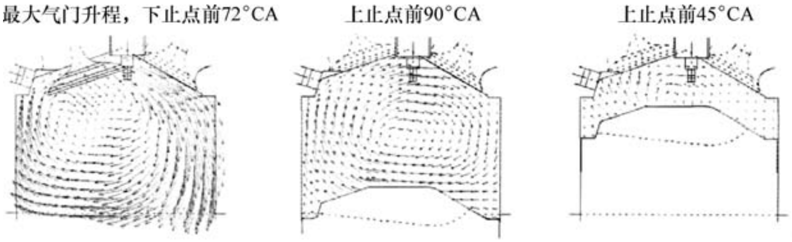


图2-58　缸内充量流动场激光剖面法目视化显示

FEV公司开发这种滚流分层燃烧过程从一开始就确定了无断火运行的目标要求，并在1000个连续工作循环中必须没有发生断火现象才能判定其着火稳定。FEV公司对当时全球所有已投入批量生产的缸内直喷式汽油机进行的标准化试验证实，绝非任何一种机型都能达到这样的性能。对其试验结果的分析表明，在这些机型充量分层运行时的断火率最多为每1000个工作循环8次断火。

在整个以分层充量运行的发动机特性曲线场范围内，应在尽可能大的喷油终了时刻和点火时刻窗口内满足这样的着火稳定性标准。这种可靠着火稳定性窗口的大小是衡量燃烧过程稳定性的尺度，由此也就能够定量地来衡量对制造公差的敏感性。作为通过仔细优化所能达到的着火稳定性改善的实例，图2-59示出了优化前后在喷油时刻和点火时刻图中所能实现的无断火的着火稳定性窗口。这个实例中主要的优化步骤是通过改进活塞顶燃烧室凹坑形状来改善喷束和火花塞范围内的气流流动导向，同时优化匹配进气道水平隔板的位置。与基本设计方案相比，经过优化的活塞顶燃烧室凹坑形状降低了对滚流的需求，以至于进气道隔板能够向下移动而降低了节流损失，这将有助于降低燃油耗。采用所找到的这种优化的结构设计方案

能够确保发动机在考虑所可能出现的运行和制造公差边界条件下无断火运行。

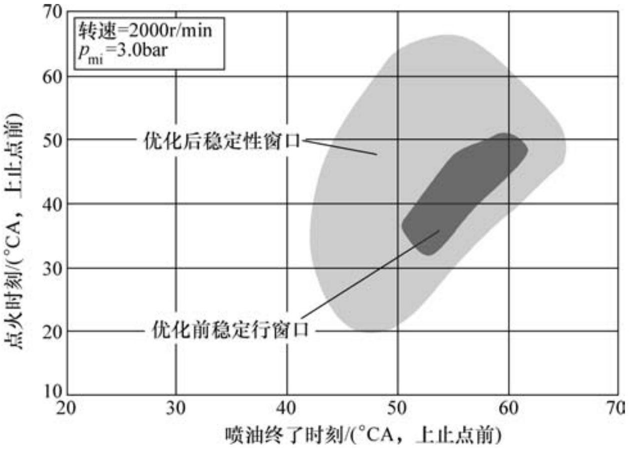


图 2-59　运转稳定性窗口的优化

在典型的部分负荷运行工况（转速 2000r/min，平均有效压力 0.2MPa）下，这种 FEV 滚流分层燃烧过程也显示出优势。图 2-60 示出了其在部分负荷时有效比燃油耗 b_e 以及 HC 和炭烟排放所达到的典型水平与批产缸内直喷式汽油机在标准化试验中所获得结果的比较。虽然在许多壁面引导燃烧过程中所遇到的高 HC 排放，在催化转化器起燃后不会对试验结果产生不利的影响，但是在冷起动时和暖机期间却可观察到它对废气排放的影响。在这方面，FEV 滚流分层燃烧过程相对于壁面引导分层燃烧过程具有明显的优势。当然，在采用吸附式降 NO_x 催化转化器的废气后处理系统中还存在一个附加的很重要的 HC/NO_x 折中问题，这将在下面“废气净化”一节中予以讨论。

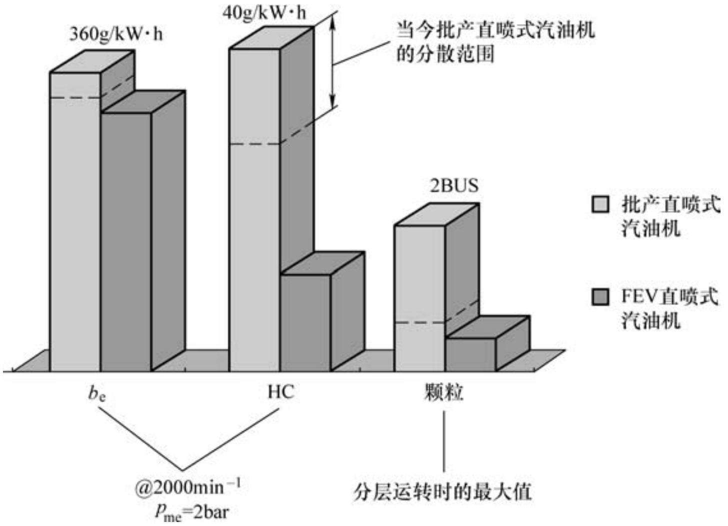


图 2-60　部分负荷性能及其与批产直喷式汽油机的比较

另外，对调整良好的缸内直接喷射燃烧过程提出的另一个要求是在整个特性曲线场范围内炭烟排放要尽可能低。在分层运行特性曲线场范围内，在较高的负荷下偶然会观察到混合气形成和充量分层可能不足以避免会产生过高炭烟浓度的过浓混合气区域。同样，如果燃油喷束的扩展受到阻碍，并形成大面积的壁面油膜也会导致不利的影响。如果借助于有针对性的调整充量运动，这些燃油能够在燃烧开始前重新相应地准备好形成良好混合气的话，那么这样的壁面油膜才是能够被接受的。另一方面，即使在负荷很低时燃烧过程针对低炭烟排放调整的话，仍可能是有问题的，因为通常所应用的锥形喷束喷油嘴在喷油持续时间很短时表现出很有限的雾化性能，而且会大大偏离标准的喷雾锥角，这就会导致要求使用静态流量较小的喷油器，但是这就可能使得额定功率范围内喷油持续时间长得不可接受。而这种 FEV 滚流分层燃烧过程则采用可变充量运动运行，这样就提供了能够用于解决这种目标冲突的附加自由度。在以浓混合气运行的特性曲线场范围内所测得的黑烟排放平均为 0.2 博世烟度单位（BUS），最大不会超过 0.5 博世烟度单位（BUS），这相当于众所周知的常规进气道喷射汽油机的烟度水平，而在前面所提到的当时已批产的缸内直喷式汽油机的标准化试验中，它们在发动机特性曲线场个别运行点所测量到的烟度峰值高达 1.9 博世烟度单位（BUS）。

为了降低燃油耗，缸内汽油直接喷射燃烧过程应在尽可能宽广的特性曲线场范围内进一步利用无节流和稀薄运行的优点，因此这种 FEV 滚流燃烧过程在高负荷运行范围内运用了一种采用均质稀薄混合气的运行模式，使得稀薄运行的优点能够一直扩展到平均有效压力 $P_m = 0.6$MPa 的运行范围，但是此时应注意的是，由于吸附式降 NO_x 催化转化器的 NO_x 吸附能力对温度的依赖性，在高负荷和高转速范围内的稀薄运行可能会受到限制。在高负荷时发动机以均质混合气运行，这是由进气行程的喷油来实现的，同时滚流阀被打开（图 2-61），进气道可提供其全部的流

图 2-61　FEV 滚流燃烧过程的分层充量运行和均质充量运行

通能力，此时所产生的滚流运动按全负荷运行性能需求进行调整以避免达到爆燃极限。FEV 公司从采用各种不同充量运动方案的缸内直喷式汽油机的标准化试验研究中所获得的丰富的经验数据证实了这种滚流燃烧过程在全负荷性能方面的优越性。

图 2-62 以分布带的形式示出了这些试验研究的结果，而图 2-63 则表明了在发动机试验台架上测得的全负荷平均有效压力与用流动试验台查明的流量和滚流强度等稳态流动特性参数之间良好的相互关系。通过配气正时和进气道形状设计对换气过程进行相应的优化将使全负荷性能获得明显的优势，使得基于 FEV 公司测量数据的分布带向上扩展，而且这种正向可变滚流直接喷射燃烧过程的试验结果是在采用废气净化装置的情况下得到的，这种废气净化装置由一个或两个近发动机前置催化转化器和一个布置在汽车地板下的吸附式降 NO_x 催化转化器所组成，将在下面“废气净化”一节中详细介绍。

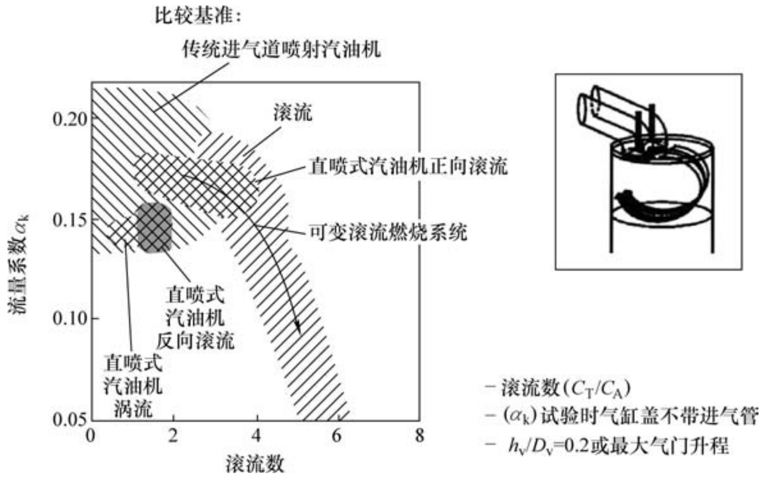


图 2-62　各种充量运动方式的流动特性参数值

（2）相关的结构设计

正如前面所提及的那样，这种滚流燃烧过程能够运用于现代四气门汽油机典型的气缸盖结构之中。在许多实际应用机型上已经表明，除了关于进气装置的修改、喷油器和高压燃油泵以及必要时废气再循环的应用等方面之外，对气缸盖的结构设计进行不影响其生产的修改还是必需的。这些修改可以通过改动铸件和在气缸盖机械加工中增添工序来实现，这样就能不受限制地继续使用现有的生产设备。

除了缸内直接喷射所需的部件和专用活塞之外，还需考虑添加可变充量运动（VCM）机构零件。进气道中的滚流隔板可以由铸造工艺来实现，特别是采用镶铸隔板工艺，将隔板与进气道泥芯一起固定放置在铸模中，从而使得进气道的几何形状误差能够被限制在足够小的水平。而滚流阀板被设置在进气管与气缸盖之间的过

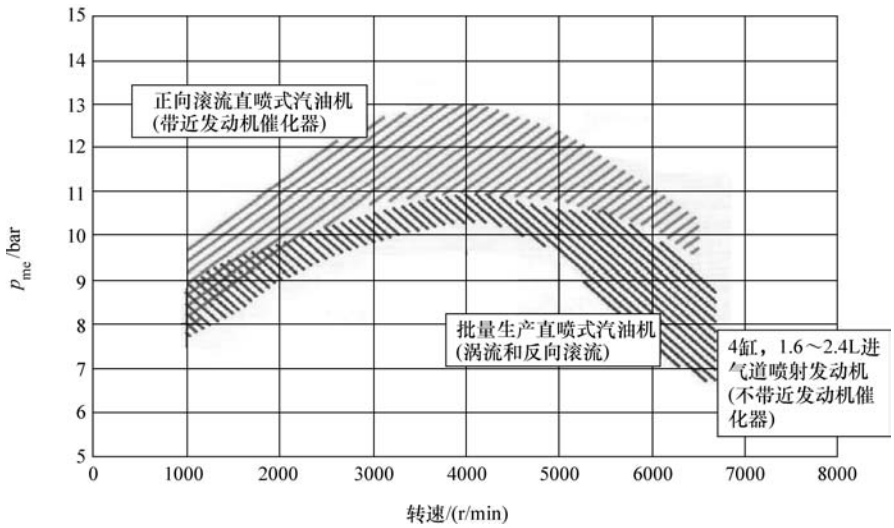


图2-63 各种充量运动方式的直喷式汽油机的全负荷特性

渡法兰（滚流阀组件）中，其中还能集成燃油分配管和各缸分开布置的废气再循环引入口（参见图3-5）。

此外，还应特别重视发动机的热管理。由于与缸内直接喷射相关的热效率的提高，冷起动后一旦转换到分层运行，发动机的加热就立即被明显地减缓。图2-64示出了一台采用这种滚流缸内直接喷射燃烧过程的四缸汽油机在不同时间点转换到分层充量运行时在新欧洲行驶循环（NEDC）中的加温曲线及其与一台增压直喷式（TDI）柴油机的比较。冷却液温度典型地表现出随着转换到分层充量运行，发动机的暖机被明显地减缓。FEV滚流燃烧过程因具有高的运行稳定性，在较低的冷却液温度（25℃）就允许转换到分层稀薄运行，虽然这样随之会提高试验循环期间的摩擦功，但是与70℃冷却液温度时转换到分层稀薄运行相比仍能获得2%的节油效果。但是，若要充分利用这种节油潜力，则必须在冷却系统中采取附加的优化措施尽可能减少寄生容积和质量。

（3）废气净化

控制部分负荷范围内稀薄分层运行的NO_x排放是这种滚流燃烧过程的另一个重要的开发任务，它主要集中在吸附式降NO_x催化转化器技术的应用及其进一步开发上。就NO_x原始排放而言，缸内汽油直接喷射燃烧过程的状况在很大程度上十分相似，在开发得较好的状态下，所有的燃烧过程都显示出较高的EGR相容性，它能将NO_x原始排放降低到足以能够使用吸附式降NO_x催化转化器的水平。

NO_x吸附器技术基于将NO_2无催化地被吸附到相应合适的材料上，以硝酸盐的形式被存储在吸附式降NO_x催化转化器载体的吸附材料层中。当储存位置被占用的时候，储存效果就会变差，吸附器就必须再生，为此所存储的硝酸盐必须用短期

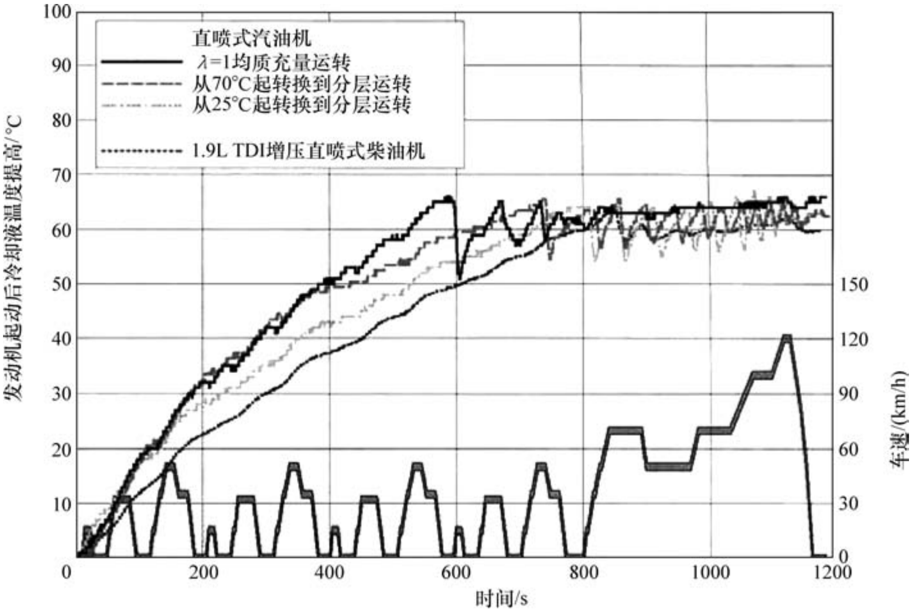


图 2-64　直喷式汽油机在新欧洲行驶循环中的暖机过程曲线

浓混合气运行重新将其解吸。此时被释放出的 NO_2 能够在废气的还原气氛中在吸附式降 NO_x 催化转化器的催化触媒上被转化成无害的组分。因为吸附作用是基于 NO_2 被化学结合成硝酸盐，因此发动机排气中的氧化亚氮必须首先被氧化成二氧化氮，这可以在紧靠发动机排气管的一个串联的三效催化转化器（前置催化转化器）中或 NO_x 吸附器的催化触媒上实现（详见“3.6 废气后处理系统”）。

在 NO_x 吸附器的贵金属触媒上，废气中的碳氢化合物和氧化亚氮竞相与催化剂接触，因而阻碍了随后吸附 NO_x 所必需的氧化亚氮被氧化成 NO_2，因此在其他方面边界条件相同的情况下，这种滚流燃烧过程因 HC 排放浓度较小的分层燃烧运行方案使得其吸附式降 NO_x 催化转化器呈现出比当时批产直喷式汽油机明显较好的 NO_x 吸附存储能力（图 2-65），因而在 FEV 滚流燃烧过程 HC 排放较少的情况下，一方面减小了前置催化转化器的体积和贵金属涂层用量，另一方面吸附式降 NO_x 催化转化器再生循环的频率减小，也就伴随着减少附加消耗燃油的效果。这更凸显出了低 HC 原始排放的分层燃烧过程对采用缸内直喷式汽油机的乘用车动力装置整个废气排放性能的重要意义。

FEV 滚流分层燃烧过程相对较低的 HC 原始排放使得用于吸附式 NO_x 催化转化器再生的附加燃油耗相应减少了约 2%。因此，在一款采用 FEV 滚流分层燃烧过程的 1.8L 中级乘用车上，在满足欧 4 排放限值要求的情况下，相对于进气道喷射基本型车型获得了 11% 的节油效果，而若再采取附加的与缸内直接喷射无直接关系的优化步骤，可实现的节油效果可达 12% ~16%。

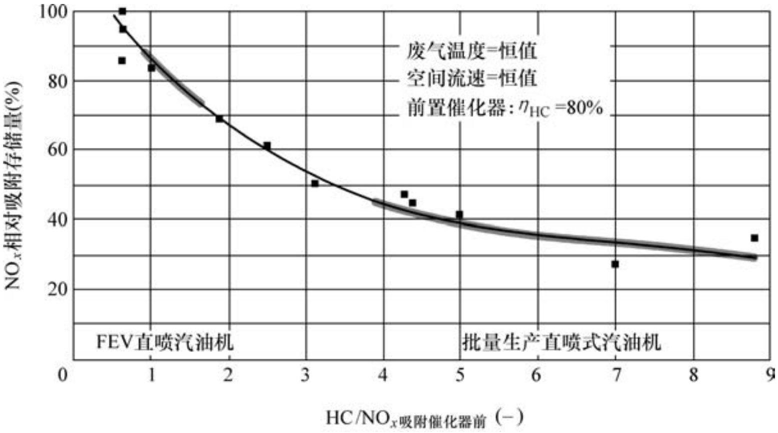


图 2-65　在不同 HC 排放时的 NO_x 吸附存储性能

在选择吸附式 NO_x 催化转化器时，应力争尽可能宽的氮氧化物能很好转化的温度窗口。图 2-66 示出了搭载缸内直喷式汽油机的某中级乘用车在新欧洲行驶循环（NEDC）期间废气温度和过量空气系数的变化曲线。从图中可以清楚地看到，通过采用合适的催化转化器加热措施，能使近发动机前置催化转化器前的废气温度很快达到 250℃以上而迅速起燃，从而确保达到欧 4 排放的限值要求，而吸附式

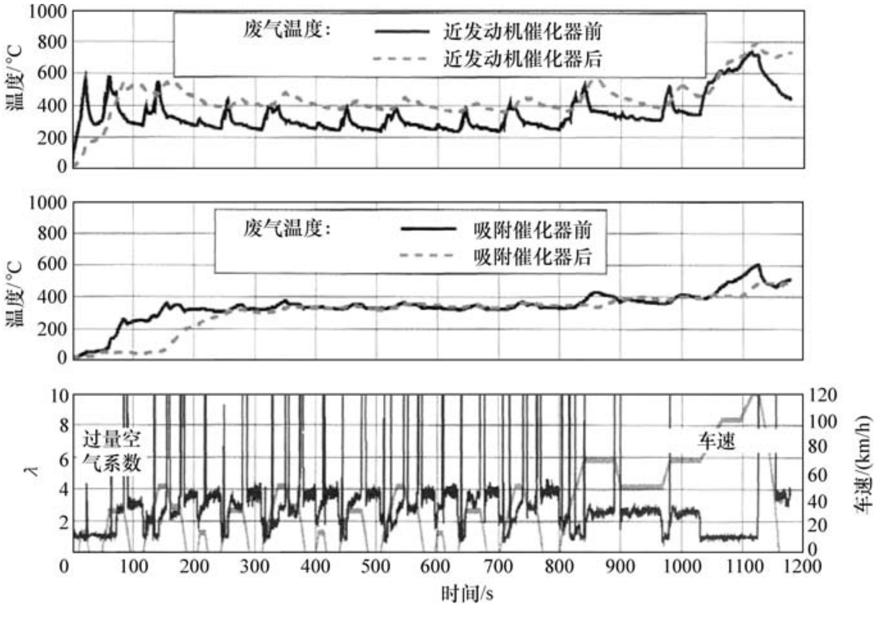


图 2-66　某欧 4 直喷式汽油机中级乘用车在 NEDC 行驶循环中的
废气温度和过量空气系数的变化

NO_x 催化转化器被安装在汽车地板下，在约80s后就达到了足以吸附排放的 NO_x 的运行温度（200℃以上）。由此可见，限制尽可能早地开始分层充量运行的不是燃烧过程而是废气后处理装置。在新欧洲行驶循环中，因有高负荷和高转速行驶工况群，NO_x 排放大大增加，同时吸附储存材料上的硝酸盐的稳定性在此处所发生的高废气温度下处于临界状态，以至于新欧洲行驶循环的最后部分不再能应用稀薄混合气运行（图中运行时间1050～1100s及其前后时间内以过量空气系数 $\lambda=1$ 运行），因而产生了燃油耗方面的缺陷，即使通过使用废气再循环也只能予以部分补偿。拓展稀薄运行范围与降低 NO_x 排放之间的目标冲突将会因要求吸附式 NO_x 催化转化器具有良好的可脱硫性能而加剧，因为为此必须限制在较高的温度下硫酸盐的稳定性，因而也就必须限制此时硝酸盐的稳定性。

2.3.5 喷束引导分层燃烧过程的潜力

喷束引导分层燃烧系统解决了壁面引导和空气气流引导的第一代缸内直喷燃烧系统的最大问题。由于其喷油器中置且与火花塞靠得很近，能够在火花塞附近提供良好的分层混合气，并显著减少了湿壁效应。外开式锥形喷束压电喷油器形成的低喷雾贯穿度和高喷雾稳定性可使分层运行范围拓宽到更高的负荷和转速。压电直接驱动使得喷油器针阀开启得非常迅速，能以极短的滞后时间完成多次喷射，从而为发动机标定提供了很大的自由度，在各种运行工况下都能实现高效燃烧，使未燃HC、CO的排放很低。与传统的节流运行的汽油机相比，这种喷束引导分层燃烧系统在新欧洲行驶循环（NEDC）中的节油效果达到20%。此外，与涡轮增压的进气道喷射汽油机相比，它能使用很大的气门重叠角，使气缸能得到完全扫气，不留残余废气，从而能在很低的发动机转速下也能得到极好的全负荷性能，发动机的动态响应得到明显改善，因此非常适合于废气涡轮增压。

（1）对喷束引导分层燃烧系统的要求

从理想热力学循环分析（图2-67）得知，随着混合气变稀和压缩比的增大，热力学效率显著提高，而这正是喷束引导分层燃烧过程的优势所在，现代缸内直喷式汽油机应充分利用其优势实现节能减排的效果。

喷束引导分层燃烧系统的开发目标就是要在宽广的发动机运行范围内（从怠速直到高于4000r/min转速，从零负荷直到平均有效比功0.6kJ/L）最大限度地充分利用分层运行模式，而在火花塞附近可重复地形成紧凑、稳定、几乎均质的混合气云团则是重要的前提条件，可燃混合气被火花塞点火火花可靠点燃，实现完全燃烧，从而降低未燃HC的排放和燃油耗。

不过，由于当时尚没有合适的高精度喷油器，第一代缸内直接喷射分层燃烧系统只能借助于燃烧室壁面引导或空气气流引导，因此不能完全满足充量分层燃烧运行的要求，无法充分利用其节能减排的潜力，而第二代缸内直接喷射喷油器已经能够提供高精度喷束，实现精确稳定的喷束引导分层燃烧，大大拓宽了分层燃烧运行

的工况范围。

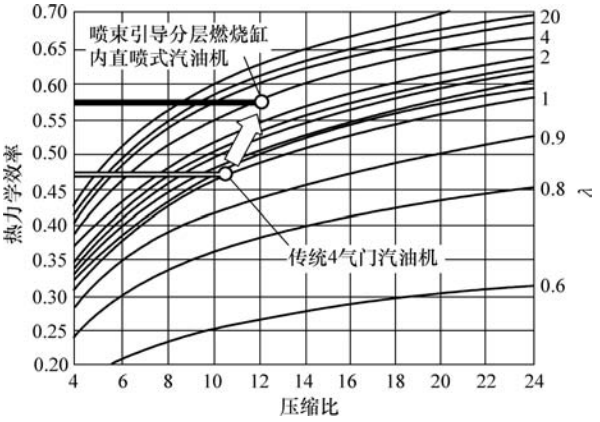


图2-67　过量空气系数λ和压缩比对定容循环热力学效率的影响

（2）喷束引导分层燃烧系统的组成

这里以BMW公司的第二代喷束引导分层燃烧系统为例介绍其系统的组成。如图2-68所示，它由以下核心部分组成：

1）采用压电直接驱动的外开式锥形喷束喷油器和油量控制式高压燃油泵的高压喷油系统。

2）采用缸内直接喷射专用的火花塞和分缸式高能点火线圈的点火系统。

3）采用带挤流区的燃烧室，配有中置喷油器和火花塞以及高充气进气道的气缸盖。

4）顶面具有中央凹坑的活塞。

5）采用双VANOS可变进排气凸轮轴相位调节器的气门机构。

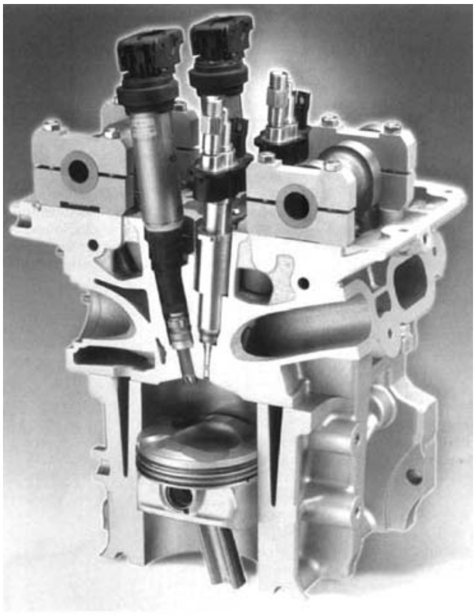


图2-68　BMW第二代喷束引导分层燃烧系统的组成

其他还配置了必要的相应系统：

1）带外部EGR和稀排气后处理系统。

2）发动机和排气系统的热管理系统。

3）缸内直接喷射专用的电控单元功能（如运行模式管理器、稀排气后处理功能）和相应的传感器。

第二代缸内直接喷射喷油器装备了由压电执行器直接驱动的外开式喷油嘴，可形成一个精确稳定的贯穿度很小的空心锥形喷束，其喷束锥角受喷射压力和背压的影响很小，并能在火花塞附近形成油雾回流区，因而喷油器可以在喷油压力0.5MPa（均质运行模式，发生故障后的跛行回家工况）至20MPa（燃油喷入大气压力，均质运行模式）的范围内运行，也可以在背压1.5MPa左右以分层模式运行。在以分层模式运行时，能产生快速而强烈的油束破碎以及喷束诱导的强烈充量运动而卷吸足够的空气。同时，外开式喷油嘴的设计一般不会使喷束形状发生变化，也不会由于积炭而导致喷油率的变化。

压电喷油器能够多次喷射，每循环最多可喷射3次，这有利于获得低的喷束贯穿度和混合气的均质化，为在火花塞附近形成可燃混合气提供了更大的时间窗口。

采用顶面带有凹坑的活塞可避免在压缩行程末期喷油时发生湿壁现象，并可通过挤流面形成二次空气运动，因而这种活塞形状能稳定分层运行区的燃烧。

点火系统需要按分层混合气运行的要求来调整。火花塞设计需采取相应的改进措施，使火花塞无论混合气浓或稀都能实现可靠的点火，避免发生断火现象。一般而言，火花塞的设计理念应使火花塞容易获得混合气，并使其流向点火火花，使火花向可燃混合气偏转并延伸。所采用的火花塞设计理念再加上多次点火，使其具有很好的自洁能力。同时要改进点火线圈的设计，使其可提供较高的点火能量。

为获得更高的比功率和比转矩，对进气系统进行优化，使其具有高的充气系数，能提高进气流量和适度的进气滚流运动。

（3）混合气形成、点火和燃烧

缸内汽油直接喷射燃烧过程的混合气形成、点火和燃烧分析，除了应用缸内压力测量和点火信号的获取等标准测量技术之外，还需要利用空间和时间分辨率极高的光学测量技术。应用Mie氏散射成像技术、激光诱导荧光技术和高速摄像仪进行喷雾罐研究（静止空气中喷油）和光学发动机试验（测量缸内充量运动的影响）。

除了测试结果外，缸内充量运动、喷束贯穿、蒸发和油气混合过程的三维计算流体动力学（CFD）分析更有助于全面理解喷束引导分层燃烧过程。

在大气环境中，外开式喷油嘴将燃油喷射到静止空气中形成一个空心圆锥形喷束，在喷射过程中具有稳定且近乎固定的锥角。由于大气环境下的背压低，仅在远离喷油嘴尖端的下游可看到很小的油雾回流区，而燃油在喷油嘴中的流动使空心锥体呈现出纹理式的喷束结构（图2-69左）。

在分层运行工况下，燃油在缸内压力较高的压缩行程期间喷入气缸，这就显著减小了喷束的贯穿度，并加速了油滴的蒸发，而喷射锥角几乎保持不变，同时喷束末端形成了清晰可见的油雾回流区。此时的喷束密度很高，故而看不清喷束的纹理结构（图2-69右）。

在光学发动机上采用二维激光诱导荧光法测量的结果表明，在缸内充量运动的作用下，喷束锥角的稳定性很高。在火花塞附近形成燃油蒸气相的回流区，从而为

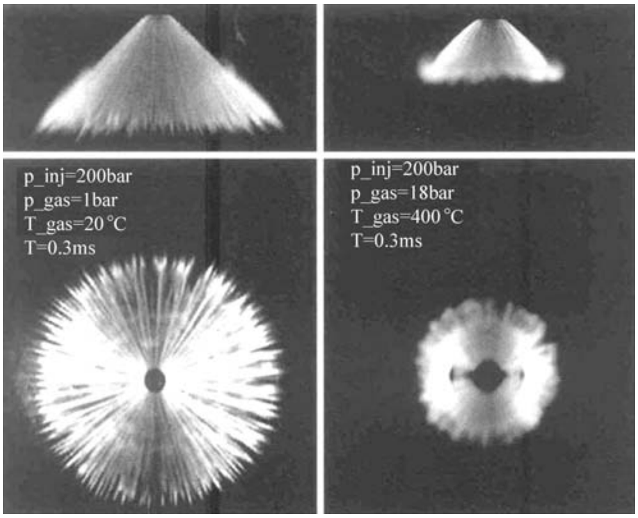


图2-69　在大气环境（左）和分层运行工况（右）下拍摄的燃油喷雾照片

火花塞提供了稳定的可点燃的混合气（图2-70）。

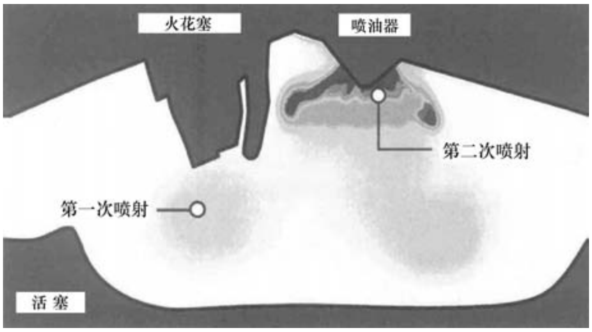


图2-70　光学发动机在分层运行工况下的燃油喷雾和燃油蒸气分布
（$n=2000r/min$，指示比功＝0.4kJ/L）

火花塞设计的一个重要准则是容易获得混合气，并将喷束诱导的充量运动引向点火火花。图2-71示出了两种不同火花塞高速摄像得到的点火火花状况。从图中可以明显地看到，基本型火花塞的点火火花始终停留在电极附近，而优化的火花塞其点火火花则偏转并向外延伸，这就能点燃油雾回流区提供的可燃混合气。

（4）热力学分析

图2-72示出了四种多缸机机型在典型部分负荷工况点的热力学分析。从理想循环的效率出发，考虑了以下损失所得到的有效效率：①不完全燃烧损失；②燃烧损失；③壁面传热损失；④换气损失；⑤摩擦损失。

与传统4气门汽油机相比，采用VALVETRONIC可变气门机构的汽油机主要降

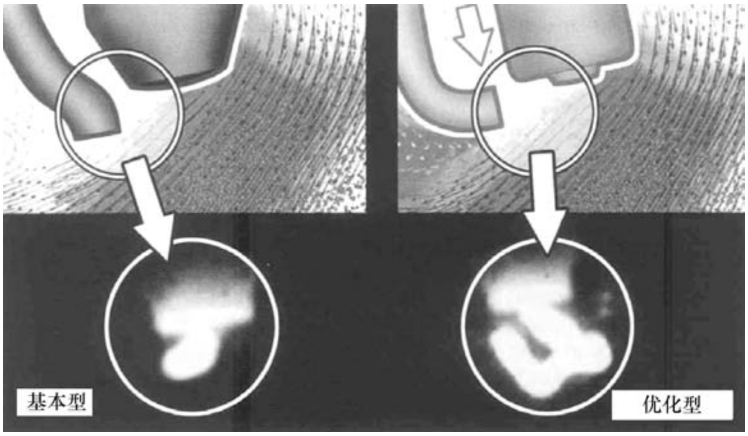


图 2-71　火花塞电极设计对局部气流状况和点火火花偏转的影响
（n = 2000r/min，指示比功 = 0.4kJ/L）

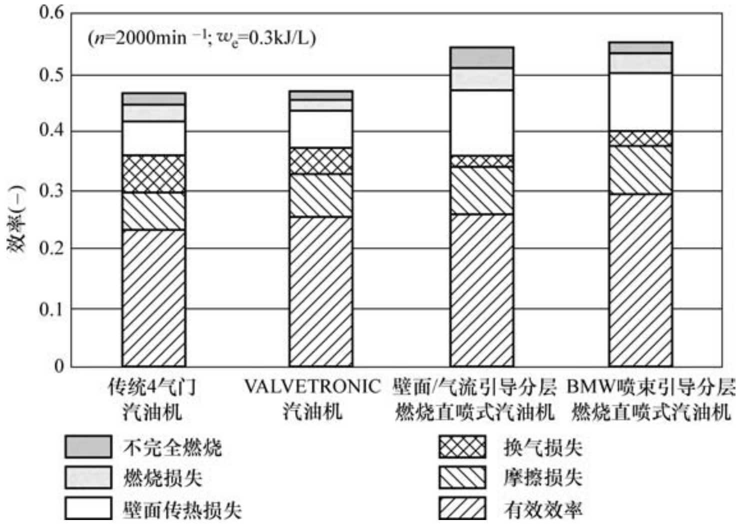


图 2-72　在 n = 2000r/min 和有效比功 = 0.2kJ/L 工况下的热力学分析

低了换气和燃烧损失，使有效效率提高了约 10%。壁面/气流引导分层燃烧直喷式汽油机因稀燃运行和较高的压缩比而使热力学效率得到了显著的提高，还由于无节流稀薄分层运行，换气损失也能得以降低（图 2-73）；另一方面，由于不完全燃烧和壁面传热损失增大，其有效效率并没有超过 VALVETRONIC 汽油机。喷束引导分层燃烧直喷式汽油机能够消除这些缺点，大幅度降低未燃 HC 排放（图 2-74），有效效率也提高了约 20%。例如 BMW 公司的 6 缸 3.0L 喷束引导分层燃烧直喷式汽油机在 n = 2000r/min 和有效比功 = 0.2kJ/L 工况的有效比燃油耗降低到 295g/kW · h，明显优于同类竞争机型（图 2-75）。

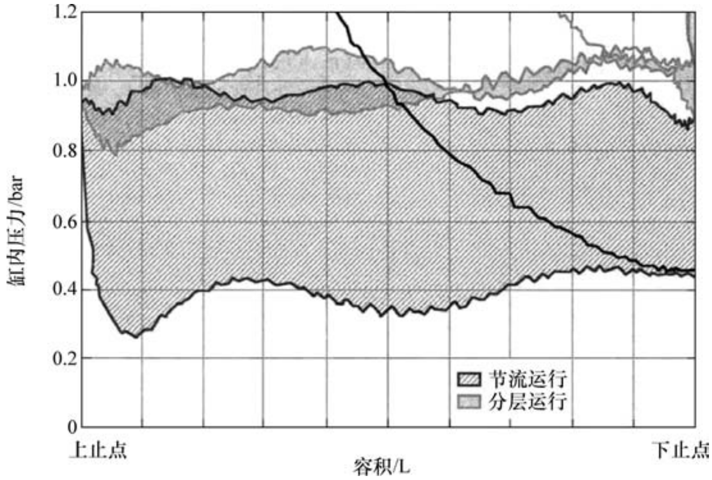


图2-73 在 $n=2000\text{r/min}$ 和有效比功 $=0.2\text{kJ/L}$ 工况下分层和节流运行时的换气功

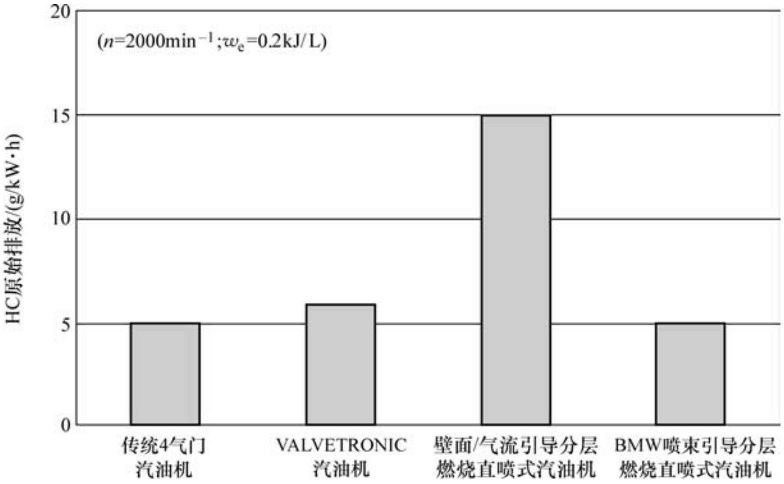


图2-74 在 $n=2000\text{r/min}$ 和有效比功 $=0.2\text{kJ/L}$ 工况下的未燃 HC 排放

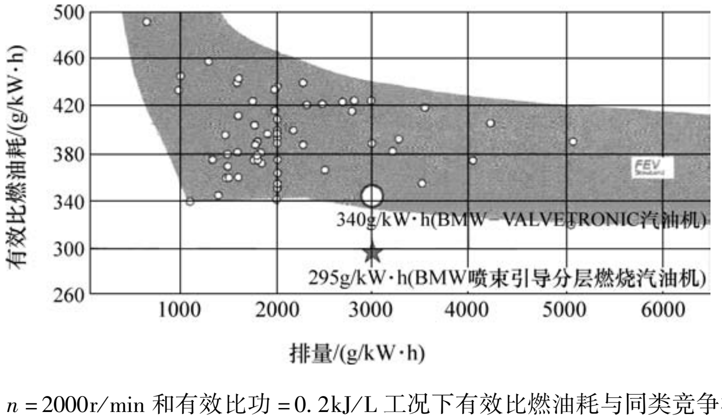


图2-75 在 $n=2000\text{r/min}$ 和有效比功 $=0.2\text{kJ/L}$ 工况下有效比燃油耗与同类竞争机型的比较

（5）燃油经济性和加速响应特性

BMW 公司 6 缸 3.0L 喷束引导分层燃烧直喷式汽油机的万有特性曲线（图 2-76）证实了喷束引导分层燃烧过程的燃油耗优势。因为与壁面/空气引导分层燃烧过程相比，其 $\lambda \gg 1$ 的分层运行特性曲线场（图中浅灰色区域）被明显拓宽了，其转速高于 4000r/min，负荷接近 0.6kJ/L，在变速器第 6 档位直到约 160km/h 时仍能以典型的分层燃烧运行。为了充分利用这种燃油耗优势，在上述 $\lambda \gg 1$ 的分层燃烧特性曲线场的负荷上限紧接着以 $\lambda > 1$ 均质稀混合气运行的特性曲线场范围（图中深灰色区域），在该区域内发动机先在进气行程喷油形成稀的均质混合气作为背景，并在压缩行程点火前再喷入其余燃油形成分层混合气，此时发动机在有一定分层的均质稀燃模式下运行。在高负荷和高转速下，发动机就转换到均质运行模式，全负荷的比转矩可大于 100N · m/L，比功率可大于 65kW/L。

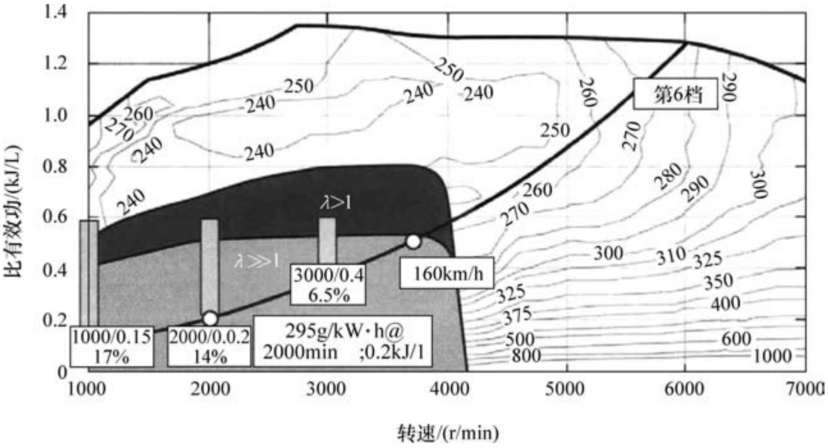


图 2-76　BMW 公司 6 缸 3.0L 喷束引导分层燃烧直喷式汽油机的万有特性曲线、运行模式和所选运行工况点的节油效果

图 2-76 中还示出了几个对比负荷工况点所能达到的燃油耗优势。在对比工况点（转速 n = 2000r/min，有效比功 W_e = 0.2kJ/L）其燃油耗为 295g/kW · h，比已经非常高效的 VALVETRONIC 汽油机的燃油耗降低了约 14%，而比传统的节流运行 4 气门汽油机的燃油耗则要明显低 20% 以上。

这种机型即使在更高的车速和负荷下也能够在用户实际行驶中获得明显的燃油耗优势。如图 2-77 所示，喷束引导分层燃烧直喷式汽油机的节油效果主要受益于热力学方面的因素，但是采用缩短暖机时间和减小摩擦损失这些措施也带来了好处，而催化转化器加热、均质运行暖机和吸附式 NO_x 催化转化器（NSK）再生这些废气后处理措施而导致燃油耗增大的影响被限制在约 4% 以内，因为如图 2-78 所示，除了行驶循环最初阶段的催化转化器加热和紧接着的均质运行暖机阶段以及最后阶段的短时间高负荷均质运行之外，行驶循环中的绝大部分是在以燃油耗优化的分层混合气运行中完成的，仅仅因吸附式降 NO_x 催化转化器（NSK）再生而短

暂中断分层混合气运行。如果扩大发动机的转速范围（直到 7000r/min）并缩短传动比，最终能使新欧洲行驶循环（NEDC）的节油效果达到约 20% 以上。

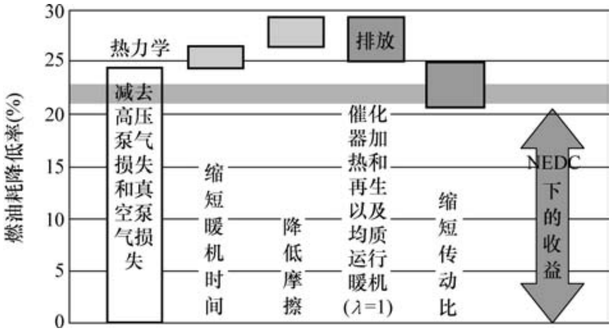


图 2-77　新欧洲行驶循环（NEDC）燃油耗与传统 4 气门汽油机的比较

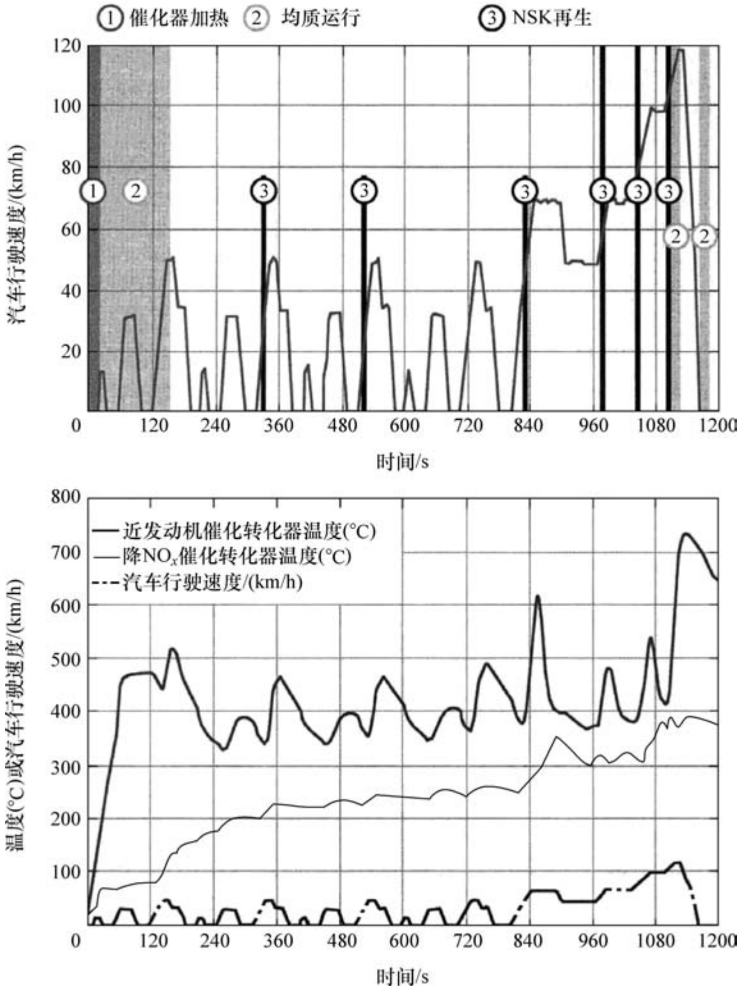


图 2-78　新欧洲行驶循环（NEDC）中的排放措施

图 2-79 示出了在 1500r/min 转速下负荷从指示比功 0.2kJ/L 跃变到 0.6kJ/L 时发动机转矩提升状况的比较，喷束引导分层燃烧直喷式汽油机能够几乎无滞后地调节到所期望的转矩，充分显示出其加速响应特性明显优于 VAVLETRONIC 汽油机，更是传统 4 气门汽油机所无法比拟的。

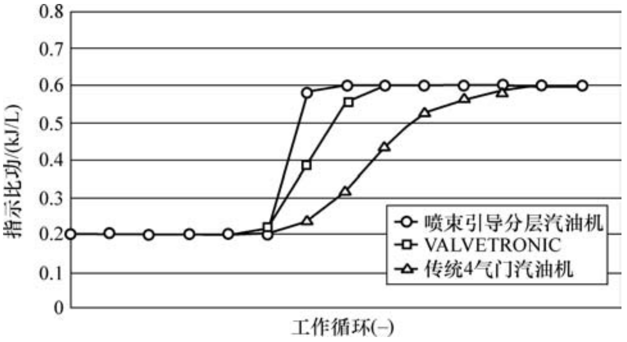


图 2-79　在 $n=1500$r/min 转速下负荷从指示比功 0.2kJ/L 跃变到 0.6kJ/L 时转矩的提升比较

（6）废气涡轮增压的适应性及其潜力

喷束引导分层燃烧系统不仅具有提高效率的潜力，而且非常适合与废气涡轮增压相配，特别是在克服废气涡轮增压进气道喷射汽油机的主要缺点方面显示出其优越性。

虽然废气涡轮增压在热力学方面具有众所周知的优点，但是与汽油机相配仍存在亟待解决的问题。如图 2-80 所示，需要特别注意低端转矩区和最大功率区。这些区域与发动机的响应和燃油耗密切相关，对燃烧系统提出了很高的要求，还要求优化换气过程，以提高充气效率，减小残余废气系数。

这些区域的主要工作是避免全负荷时很高的残余废气系数，降低燃烧系统对爆燃和自燃的敏感度，此外因每循环喷油量增加，应该仔细调整混合气形成，以避免燃油湿壁，防止炭烟和 HC 排放增加。

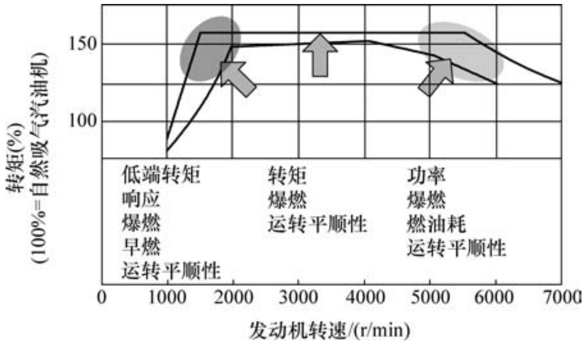


图 2-80　废气涡轮增压汽油机需优化的区域

为了满足对燃烧系统如此复杂的要求，缸内直接喷射成为系统的决定性因素之一。与废气涡轮增压的进气道喷射汽油机相比，缸内直喷式汽油机的压缩比可提高1.5～2.0，从而可降低全负荷的排气温度，部分负荷下的效率也由此得以提高。由于喷油始点、每循环喷油次数和各次喷油质量比例等方面具有高度的灵活性，喷油器中央布置的喷束引导分层燃烧系统提供了十分理想的条件，几乎可以应用于所有的涡轮增压汽油机。不过，在低端转矩和最大功率区域，为确保燃烧无爆燃和自燃，在发动机负荷增大时要求显著增强缸内充量运动。

由于涡轮增压发动机喷油量增大，为避免活塞、气缸套或进气门润湿，需要调整喷油策略。多次喷射是解决该问题的一个有效方法。向高密度的热介质中喷油，可降低喷束贯穿度，这有助于减少湿壁。

通过彻底重新设计涡轮增压的燃烧系统，发动机有效比燃油耗在中等转速和全负荷下可降低到240g/kW·h以下，在最大功率时低于300g/kW·h，可使用户的实际使用燃油耗大大降低。

如图2-81所示，采用废气涡轮增压的喷束引导分层燃烧直接喷射燃烧系统可以达到最大动力与最优效率相结合。由于燃烧室的几何形状实际上没有改变，只稍降低了压缩比，分层运行的节油潜力几乎完全被保留，在2000r/min和有效比功0.2kJ/L工况的比燃油耗约为300g/kW·h。

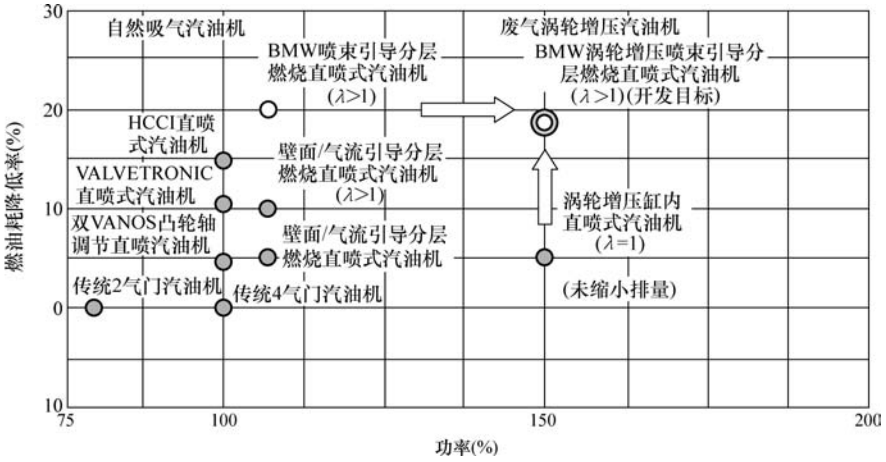


图2-81 汽油机各种技术节油效果和功率的潜力比较

通过提升增压压力、增加空气供应量，涡轮增压的稀混合气运行（特别是有附加分层的均质稀燃运行模式，参见图2-76）范围可扩展到有效比功0.9kJ/L，已进一步降低用户的实际使用燃油耗。低端转矩设计显著提高了转速低于1500r/min时的转矩。通过优化排气系统设计等措施，升功率可达到100kW/L（图2-82），而全负荷燃油耗则可保持在自然吸气汽油机的水平。

综上所述，根据理想热力学循环的分析，喷束引导分层直喷燃烧系统为显著提高汽油机热效率铺平了道路。其中快速开闭的压电喷油器、缸内直喷专用火花塞和双 VANOS 可变凸轮轴相位调节系统非常适合与涡轮增压技术相结合，使缸内直喷式汽油机具有非常好的动力性能和动态响应，同时通过拓宽分层燃烧运行范围，提供了进一步降低燃油耗的潜力。

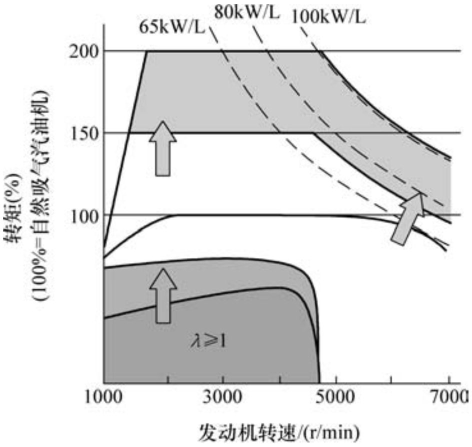


图 2-82　BMW 公司涡轮增压喷束引导分层燃烧过程直喷式汽油机的发展步骤

2.3.6　双次喷射均质燃烧过程的潜力

分层燃烧汽油机与传统汽油机相比，在理论上具有燃油耗方面的优势，但是这种优势在第一代分层燃烧汽油机上并没有完全得到利用，因此在致力于开发第二代分层燃烧汽油机以充分挖掘节油潜力的同时，另一个发展趋势是首先采用无须装用降 NO_x 催化转化器的 $\lambda=1$ 化学计量比均质混合气运行与成熟的三效催化器技术相结合的方案。为了降低部分负荷时的燃油耗，在均质混合气运行时可借助于废气再循环（EGR）用废气稀释气缸充量来降低进气节流损失，但这样一来，着火条件乃至运转稳定性会变差。在低负荷运转工况范围内，空气过剩，又无降 NO_x 装置，为了达到很低的 NO_x 原始排放，此时必须采用高的 EGR 率，当然着火会相应地变差。因此，在均质混合气运行时由于气缸充量被废气稀释而限制了提高效率的潜力。

为了扩大充量稀释的容差，着火过程必须稳定。这可以采用这样的喷油策略来实现，即低部分负荷工况时在第一次喷油形成的混合气背景基础上，在点火时刻前进行第二次喷油在火花塞附近局部区域内形成略浓的易点燃的混合气，以便提高初期能量转换期间的燃烧速度。关于双次喷油策略在 2.1.6 节中已从一般性原理角度讨论过对改善充气系数和爆燃倾向的效果，而本节中则主要讨论在实际发动机运行中双次喷油对提高着火可靠性和运行稳定性的效果。

图 2-83 示出了采用单次喷射时，在不同 EGR 率下过量空气系数对着火期的影响。缸内直喷式汽油机上的这些试验都是在保持相同的 EGR 率和充气系数恒定不变的条件下进行的。从点火一直到一定数量燃油着火燃烧的时间间隔被称为着火滞后期或简称为着火期。从图中可以清楚地看到，EGR 率越大，混合气加浓使着火期缩短得越多，但无须追求 $\lambda=0.95$ 这样浓的混合气。

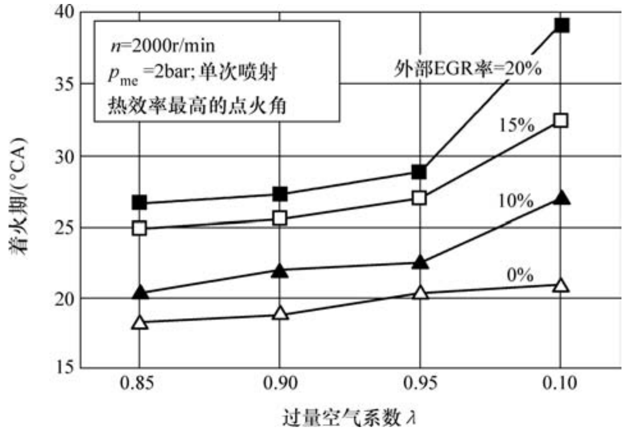


图2-83 在不同外部EGR率时过量空气系数对着火期的影响

为了寻找能获得较高升功率并采用成熟三效催化转化器技术的 $\lambda=1$ 均质稀薄混合气运行方案，同时还能利用直接喷射所带来的自由度降低部分负荷运行工况的燃油耗，德国布伦瑞克（Braunschweig）内燃机研究所（ivb）曾采用一台大众公司6缸3.2L四气门缸内直喷式汽油机作为试验载体进行双次喷射混合气效果的试验研究。该试验样机采用旋流式喷油器实现燃油壁面和滚流引导分层燃烧过程（参见图2-87），装备了产生进气滚流运动的滚流阀（LBK），此外还提供了一种平顶活塞用于进行对比试验。该发动机的废气后处理仅仅采用了一只三效催化转化器。同时，为了寻找到一种合适的混合气形成策略，曾应用了各种不同的分析混合气形成和燃烧的工具（图2-84），并借助于全套测示功图装置来分析燃烧过程，此外还运用了该研究所自行开发的模拟软件进行单区域燃烧过程计算。借助于一维换气计算来确定用于燃烧过程计算的废气份额和用于三维计算流体动力学（CFD）模拟计算的边界条件，并通过CFD模拟来确定燃烧室中空气、燃油和废气随时间和空间的分布状况，从而确定各部位的过量空气系数。这种计算从排气终了前不久的换气开始，直到点火时刻结束。

在模拟计算中，借助于具有相同位置坐标的8个虚拟喷孔来模拟旋流式喷嘴脉冲喷射出的空心锥形油束，而且每个喷孔喷出的油束都具有确定的起始能量、油滴尺寸分布、质量和喷射方向。油滴尺寸分布采用大众公司的相位多普勒风速仪（PDA）测定，在ivb研究所开发的喷雾试验压力罐中进行燃油雾化光学试验，同时测定油束锥角、贯穿深度和相对于喷嘴轴线的喷射角等特性参数，以校正CFD模拟计算，并用带有CCD摄像机或CMOS高速摄影机的电视频闪观测系统进行拍摄。试验在一个充满氮气的压力罐中进行，在整个喷射试验中燃油的喷射压力最高可达15MPa。

由于喷油嘴和火花塞之间相互位置的布置已确定，因此能否有效地挖掘理论上

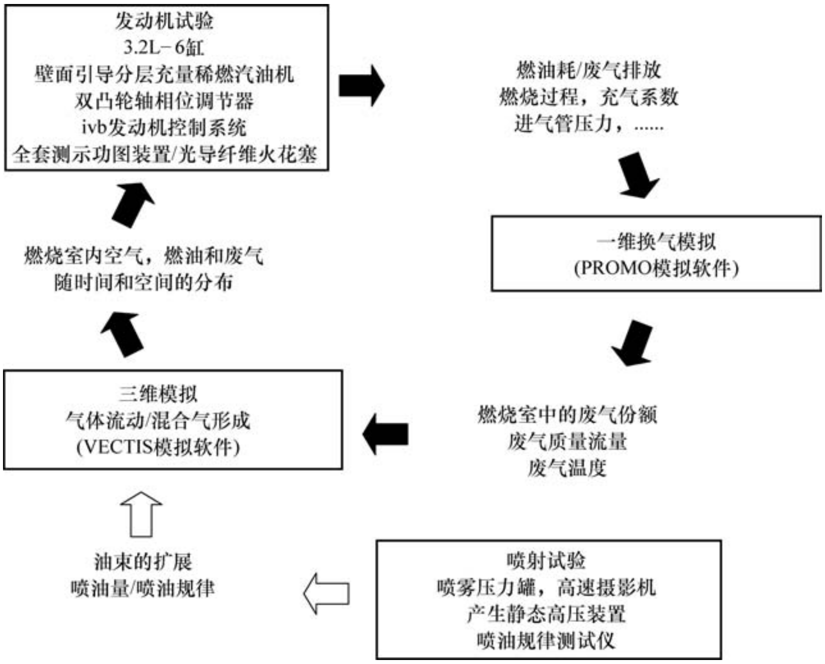


图 2-84　分析混合气形成及其燃烧的工具

具有的改善潜力首先取决于充量运动和喷射参数，其中滚流阀的调节和活塞顶的几何形状具有决定性的影响作用。首先，从关闭滚流阀和具有壁面引导充量分层稀燃（FSI）凹坑形状顶面的活塞开始进行试验，而喷射参数在前期试验中已经确定了。

（1）最短喷油持续时间

在怠速和低部分负荷工况时，每循环所需的燃油量是很少的。例如：在 $n=2000\mathrm{r/min}$ 和 $p_{me}=0.2\mathrm{MPa}$ 部分负荷工况每缸每循环的喷油量为 11mg，而在 $n=700\mathrm{r/min}$ 怠速运转工况每缸每循环的喷油量只有 6mg。那么，在双次喷射的情况下，每次喷射的喷油量还要小得多。在压力罐中进行喷雾试验时，最短的喷油持续时间是借助于一种油束光学测试装置来测定的。

旋流式喷油嘴针阀在喷油脉冲信号始点（ASB）后被电磁力吸往行程止位块，但在针阀被提升期间燃油就开始喷出。在燃油喷束贯穿范围初始段，首先形成具有恒定不变质量流量的稳定流动。图 2-85 表示喷油量和喷束形成随喷油持续时间和喷油压力的变化情况。试验时通过对 500 次喷油计重并取平均值来确定喷油量。当喷束锥角刚好被调准到 70°时就算达到了最短喷油持续时间，在喷油压力为 10MPa（100bar）的情况下，这相当于喷油量为 3mg，相应的喷油持续时间为 0.41ms（第①种情况）。随着喷油压力的降低，线性范围移向较短的喷油持续时间，这是因为针阀提升的液压阻力变小，更快地抵达行程止位块，但此时无论是雾化品质还是喷束贯穿深度都明显变差，因此在这些情况下不能减少到最小喷油量（第②种和第③种情况）。发动机试验首先在喷油压力 10MPa（100bar）和最短喷油持续时间

0.41ms 情况下进行。

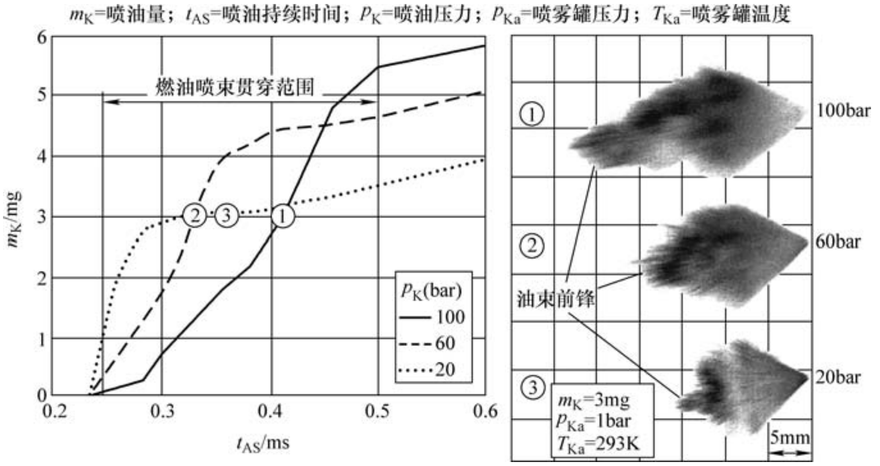


图 2-85　喷油结束时喷油量和油束品质随喷油持续时间和喷油压力的变化

图 2-86 对 CFD 模拟计算出的喷束扩展情况与真实的喷束照片进行比较。无论是喷束及其前锋随时间的扩展，还是喷射途径、喷雾锥角和喷射方向等参数，都能够通过模拟计算非常吻合地描述出来。但是，与模拟计算结果进行比较的时候必须考虑到，与喷油脉冲信号始点有 2.5ms 的喷油滞后时间，因此计算得到的喷油规律应首先用喷油规律测试仪测得的数据来进行调整。

（2）$\lambda=1$ 部分负荷稳定运行极限的双次喷射

在双次喷射（DE）情况下，第二次喷油脉冲信号始点（ASB2）、喷油量的分配和充量运动对循环中的燃油量分布起着决定性的作用。第一次喷射在换气上止点后 30°CA 进行，并形成稀薄均质混合气作为基

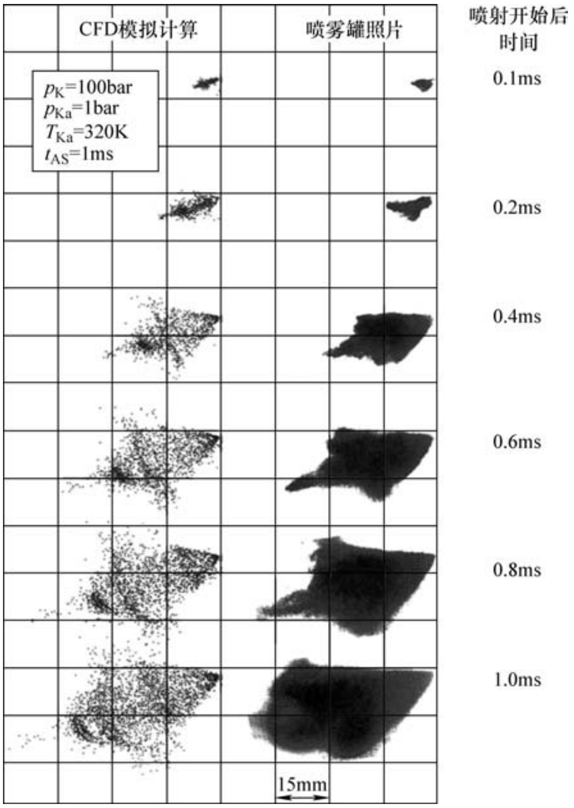


图 2-86　旋流式喷油嘴油束的扩展
——CFD 模拟计算结果和喷束照片的比较
（图中符号含义同图 2-85）

础背景，通过第二次喷射再将混合气总体上调整到化学计量空燃比。由事先测得的最短喷射持续时间就可得到试验运转工况点（$n=2000\mathrm{r/min}$ 和 $p_{me}=0.2\mathrm{MPa}$）上两次喷射的燃油量分配为70∶30。

为了尽可能减少试验费用，首先进行CFD模拟计算。图2-87（见彩插）示出了在不同的第二次喷油脉冲信号始点ASB2时火花塞附近的计算过量空气系数 λ_{ZK} 以及滚流阀调节和活塞顶几何形状对其的影响。最大的EGR率和图中示出的点火窗口已在单次喷射（EE）发动机试验时查明。火花塞附近过量空气系数 λ_{ZK} 模拟计算曲线应当穿过 λ_{ZK} 窗口和点火窗口的相交区域。图中的第①种情况是滚流阀关闭，第二次喷射采用上止点前60°CA较晚的喷油脉冲信号始点，出现与燃油壁面引导分层运行一样的情况，但是对于这里的应用场合来讲，燃油抵达火花塞太晚了，因此必须将喷油始点提前。在第二次喷射将喷油脉冲信号始点提前到上止点前80°CA的情况下，λ_{ZK} 曲线就能穿过目标窗口。从原则上讲，在滚流阀关闭和喷油脉冲信号始点为上止点前100°CA和80°CA之间的情况下，都能够在火花塞附近形成较浓的混合气范围。此时单靠气体的滚流运动就能将燃油输送到火花塞——这就相当于燃油的空气引导（第②种情况）。喷油脉冲信号始点对点火窗口范围内的 λ 值的影响很大。从图示混合气形成的发展趋势来看，可预料到在火花塞附近会形成过浓的混合气。

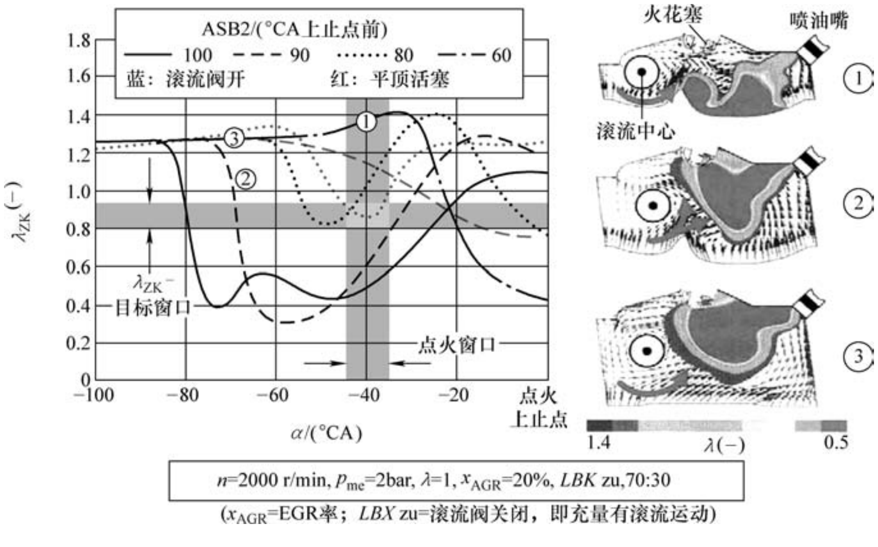


图2-87　双次喷射时火花塞附近的计算过量空气系数 λ_{ZK}——活塞顶几何形状、喷油脉冲信号始点和滚流阀调节的影响

从模拟计算结果来看，上述燃油的空气引导功能也能用平顶活塞来实现（第③种情况或红色曲线），但滚流阀必须关闭（即充量有滚流运动）而不是在滚流阀开启（即充量无滚流运动）的情况下（蓝色曲线），因为后者就无法及时地将可点

燃的混合气输送到火花塞附近。

鉴于在外部EGR时稳定运行极限附近的临界运转条件，双次喷射只在一个气缸中进行试验（图2-88，脚注B2系指第2缸）。该图示出了在第一次和第二次喷射之间不同喷油量分配比例情况下，第二次喷油脉冲信号始点ASB2变化时的发动机试验结果。与单次喷射相比，在燃油按70∶30比例分配时，几乎所有的运行参数都变差了，这是由于背景混合气过于稀薄，火焰不能充分燃烧而出现断火现象。只要将第二次喷射的油量份额减少到10%，在第二次喷油脉冲信号始点ASB2为上止点前80°~120°CA范围的燃烧就能稳定（由平均指示压力循环偏差σ_{pmi}表示），而且与单次喷射相比着火期（α_{ED}）明显缩短。与CFD模拟计算结果相似，这种情况对两种活塞顶几何形状都是一样的，而且有效燃油耗总共能降低大约4g/kW·h左右。若第二次喷油脉冲信号始点更迟，则由于第二次喷射的燃油不能及时扩散，而导致断火（σ_{pmi}增大）和炭烟颗粒排放大大增加。

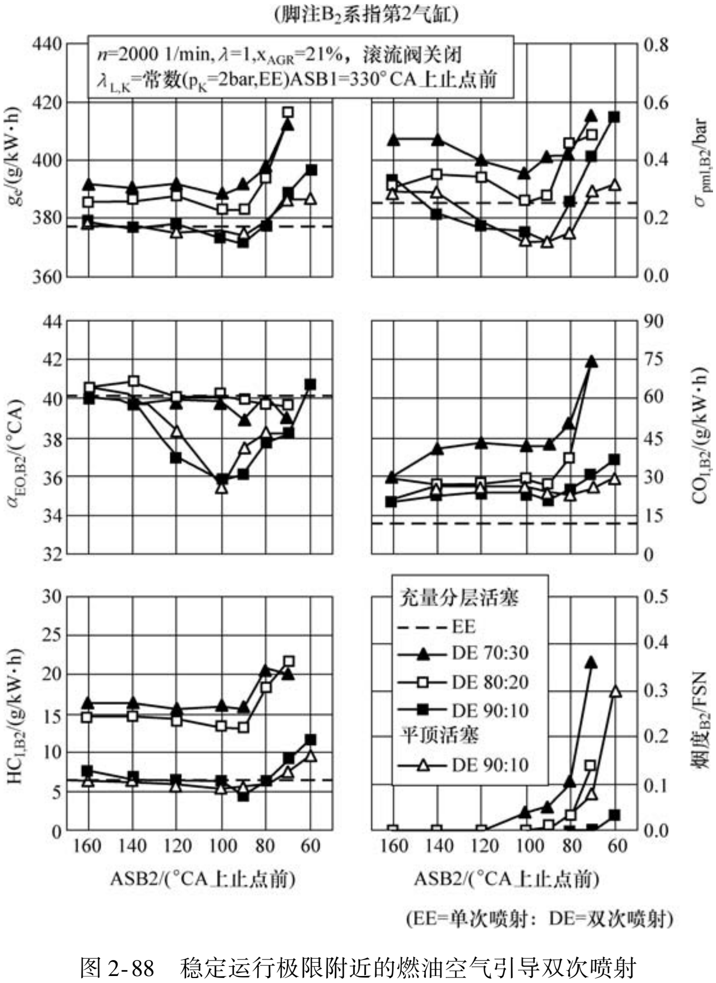


图2-88 稳定运行极限附近的燃油空气引导双次喷射

在喷油量分配比例为 90∶10 的情况下，即使喷油持续期较短只有约 0.32ms，但试验结果仍有很好的重复性。虽然该值比先前测定的最短喷油持续时间 0.41ms 短，但是对于燃油空气引导来讲显然不需要稳定的油束锥角。总之，采用双次喷射能够支持 EGR 情况下在稳定运行极限附近的着火过程，借助于从 CFD 模拟计算中得到的 λ 曲线就可解释在试验中测得的第二次喷油脉冲信号始点 ASB2 的影响。

（3）λ =1 部分负荷爆燃极限附近的双次喷射

在内部 EGR 情况下，由于在某些工况点上 EGR 温度高，即使惰性气体的份额增多了，也会发生爆燃燃烧。采用双次喷射就能够在较大的气门重叠情况下阻止这种情况的发生。通过改变第二次喷油脉冲信号始点而不是喷油量的分配比例就能改变爆燃工作循环发生的概率（图 2-89，见彩插），这样为了有利于 CO 排放和燃油耗的改善，第二次喷射的份额就能够减少得很小。第二次喷油越晚，测录到的爆燃工作循环就越少，NO_x 排放量就越低。在第二次喷油脉冲信号始点 ASB2 为上止点前 100°CA 和喷油量分配比例为 90∶10 的情况下，与单次喷射的最佳点相比 NO_x 排放量降低了一半，但此时由于大大减少了节流损失而得到的燃油耗收益却被高的 CO 排放所抵消。更晚的第二次喷油脉冲信号始点将增加爆燃倾向，因为混合气的扩散变差必须将点火时刻向早的方向调节，以便能够使燃烧重心位置和负荷近似保持不变。

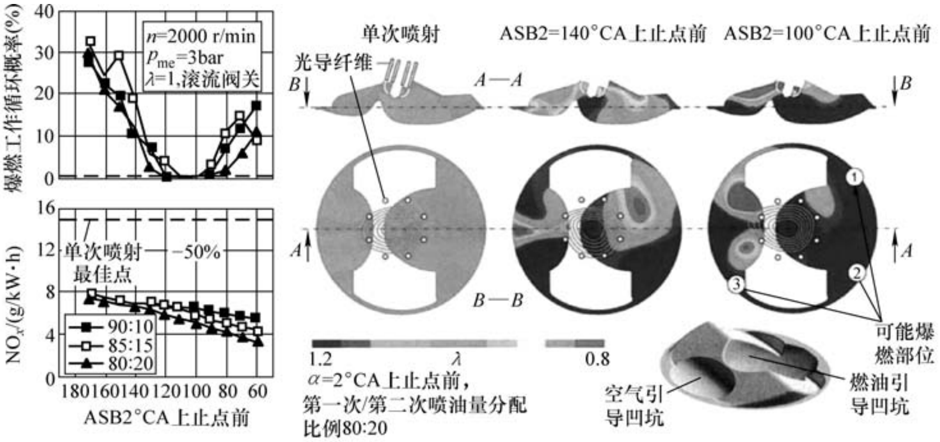


图 2-89　在爆燃极限附近双次喷射的混合气分布和 NO_x 排放

双次喷射通过推迟第二次喷油脉冲信号始点使潜在爆燃部位的混合气局部变稀而明显阻止了边远部位混合气中的自行着火条件（图 2-89 右），而正如用带有光导纤维的火花塞进行的火焰核心形成试验表明的那样，双次喷射对这种运行工况点上火花塞范围内的着火却影响很少。从图示混合气形成的发展趋势来看，空气导向凹坑方位的火焰核心形成稍微不对称，因此就能够理解燃油导向凹坑范围内可能发

生爆燃的部位正常火焰到达得较晚，同时还应考虑到按照火焰的扩展方向不同，火焰的传播途径也是不一样长的，这可借助于点火时刻和测试用的光导纤维坐标进行火焰位置的计算得知。为了更好地用图示说明，光导纤维在火花塞圆周上的排列被放大表示在 $B-B$ 剖面上。

（4）$\lambda=1$ 怠速运转时双次喷射与单次喷射均质运行和分层运行的比较

在传统汽油机上，怠速运转的燃油耗大约占美国 FTP 试验循环燃油耗的 9%。在实际行驶运转中，每使用 7L 燃油就有 1L 燃油是在停停走走的怠速运转中消耗掉的。在怠速运转期间，由于某些耗能器件（例如空调设备、电加热器）的突然接通所需的额外功率必须由发动机控制系统自动补偿。在 $\lambda=1$ 的批产汽油机上，这种情况通常由快速的点火调节来实现，因此为了获得可靠的转矩储备，在怠速运转时必须采用相对较晚的点火时刻——以效率为代价。

而缸内单次喷射均质运行汽油机在怠速运转时是以过量空气运转的，因此效率能够通过调节点火来进行优化，因此转矩储备通过增加喷油量就得以保障，然而达到稳定运转极限和高的 NO_x 排放却限制了这种方法的应用。与通常的批产汽油机相比，缸内单次喷射均质运行在 $\lambda=1.2$ 时可得到 10% 的燃油耗优势（图 2-90），但是 NO_x 原始排放却处于 7g/h 明显太高的水平上。

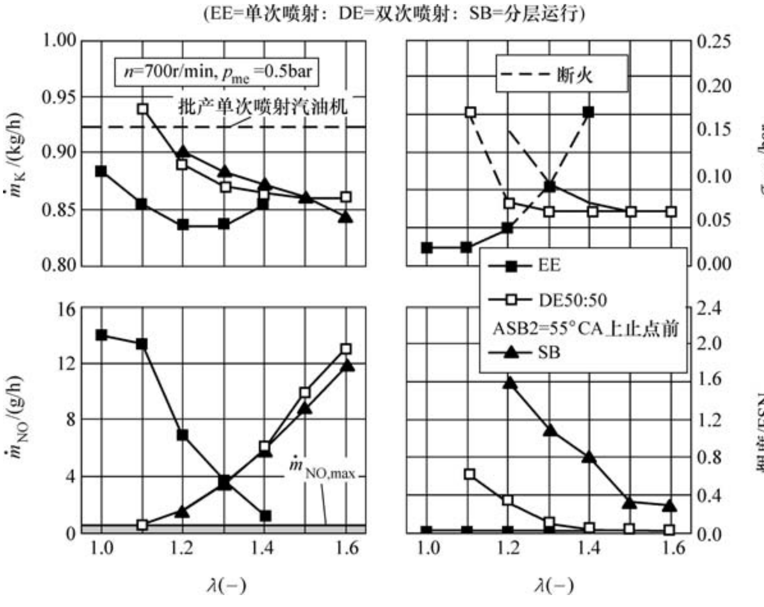


图 2-90　怠速运转过量空气系数变化时不同混合气形成策略的情况

在分层运转（SB）时，稳定运行极限以最小过量空气系数为标志。在 $\lambda=1.4$ 以下烟度值明显增大，而由于较早的燃烧重心位置和较高的 HC/CO 排放，燃油耗要比单次喷射均质运行时高。NO_x 排放随着过量空气系数 λ 增大而升高，因为火花塞范围内的浓混合气区朝着化学计量比成分变稀。

在双次喷射的情况下显示出相似的趋势，但是伴随着较好的烟度值和较为稳定的燃烧（由平均指示压力循环偏差 σ_{pmi} 表示），而采用 $\lambda=1.3$ 可得到最好的 NO_x 与烟度值的折中和燃油耗。在双次喷射情况下，采用内部 EGR 还能明显降低 NO_x 排放。

借助于凸轮轴相位调节燃烧室中的废气份额可从 40% 提高到 65%，但顾及转矩储备，废气份额应不超过 55%。在基本可应用的情况下，这能获得 6% 的节油效果（图 2-91），而 NO_x 排放低于限值，但 HC 和 CO 排放明显较高。通过将喷油量分配比例调整到 70∶30，CO 排放能达到基本可应用的水平，这表明试验采用了具有较小流通横截面积的喷油嘴。高的 HC 排放说明在小喷油量情况下是处于燃油壁面引导状态，而采用喷束引导方法能够明显降低 HC 排放。

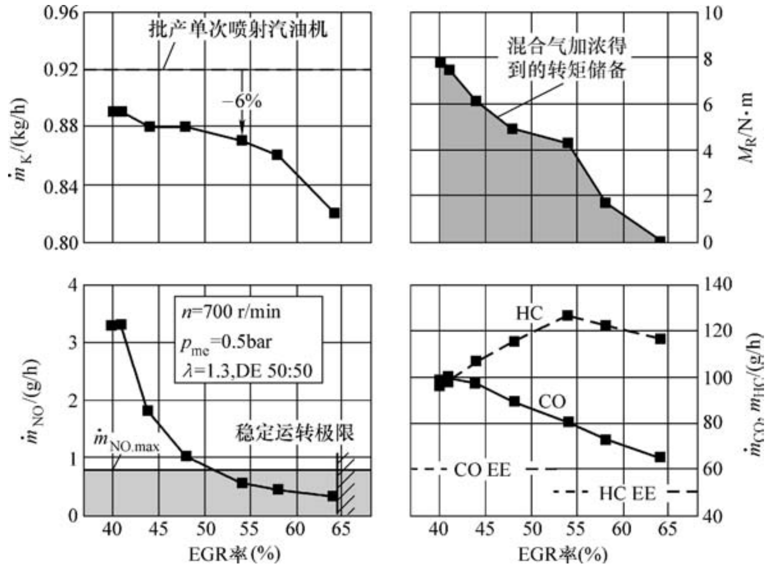


图 2-91　双次喷射采用内部 EGR 降低 NO_x 排放

在双次喷射情况下燃烧开始得相对较早，与应用较晚的点火相比，爆发压力和压力升高率都要高得多（图 2-92），因此在发动机试验台上可察觉到稍高的噪声水平。

在双次喷射怠速运转时，大大降低的节流损失和空气过剩还能改善汽车的起步性能。由于空气过剩，只要节气门和燃油供应立即跃变，转矩储备就能非常迅速地兑现（图 2-93），而单次喷射在最大内部 EGR 情况下同样达到 50N・m 的目标运行工况点的话，那么双次喷射在负荷突变时转矩开始提升要比单次喷射早 $\Delta t=0.4s$，这是一个驾驶人可明显察觉到的优点。在单次喷射怠速运转情况下，负荷突变时首先要将进气管填充满，此外还会出现短时间非常高的内部 EGR 率，这两种情况就造成了转矩建立的滞后。

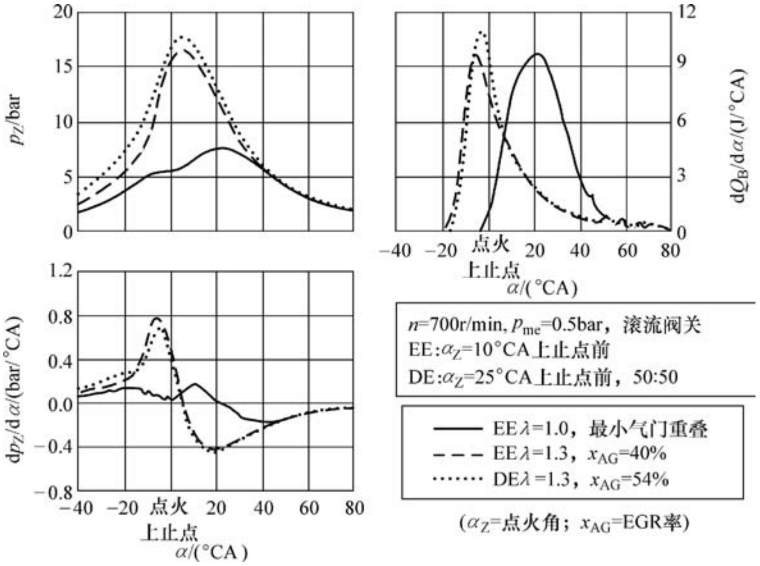


图 2-92　双次喷射对气缸压力曲线、燃烧规律和压力升高率的影响

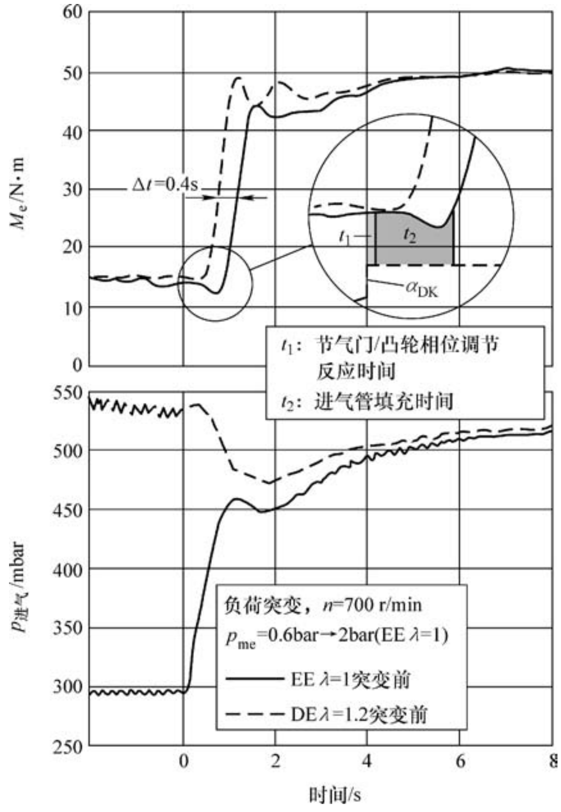


图 2-93　汽车起步节气门跃变时转矩提升的比较

综上所述，采用化学计量比均质混合气的直喷式汽油机与成熟的三效催化器技术相结合，可获得高功率，并能利用直接喷射的自由度来降低低负荷范围内的燃油耗和排放。借助于双次喷射能够增大例如充量稀释的容差，为此在点火时刻在火花塞附近形成易点燃的浓混合气。在热的内部 EGR 情况下，采用双次喷射能够在爆燃极限附近使用较高的 EGR 率，这样 NO_x 排放可降低一半。在怠速运转时，可通过过量空气系数和高的 EGR 率降低燃油耗，并在负荷突变时改善汽车的起步加速性能。应用快速的压电直接控制喷油器，并采用较小的喷油器和火花塞之间的间距，可实现较微小的喷油量，而且这种方法较少依赖于充量运动，同时以此还可以进一步挖掘采用喷束引导燃烧过程在 $\lambda=1$ 运行时的潜力。

2.3.7 分层混合气起动和均质分段喷射的潜力

无论是在新欧洲行驶循环（NEDC）中还是在美国联邦测试循环（FTP－75）中，起动阶段和紧随其后的后起动阶段有害物排放量的份额不能超过总排放量的90%，因此对于低排放方案而言，在这两个阶段的排放量绝对应该是最低的，而一个卓有成效的低排放方案必定是将“低的起动排放”和“催化器的迅速起燃”这两点完美地结合起来的，其重点始终是降低 HC 排放。

（1）传统缸内直喷式汽油机降低起动排放的策略

由于起动所必需的喷油量超出了起动刚开始时高压燃油泵的泵油能力，因而在无主动延迟起动功能的情况下，要毫无滞后地使用高压燃油泵可能受到限制，在大多数情况下缸内直喷式汽油机通常以均质混合气起动时只能应用初级低压输油泵较低的燃油压力来形成混合气。但是，无论应用什么类型的喷油器，汽油直接喷射燃烧过程燃油系统压力的工作范围一般在4～15MPa之间，而通常起动时的燃油压力仅0.5MPa，因此导致起动时混合气形成不良，其典型的平均油滴直径大约在100μm左右。较大的油滴不但汽化不良，而且具有相对较大的动量，在燃烧室内的贯穿度就较大，从而使得在起动时低的系统压力下所喷射燃油的大部分在冷的燃烧室壁面上形成油膜，因其汽化较差而不可能全部真正参与到起动时的燃烧中去，较大部分没有燃烧就被排出，因而一般来说，缸内直喷式汽油机若仍采用传统的均质混合气起动的话，其起动时的 HC 排放就比进气道喷射汽油机高。

由于传统均质起动时的混合气形成较差，即使用于发动机温度20℃起动时的化学计量比油量的起动加浓系数就已必须达到2～3，而在温度更低的情况下则所需的起动油量将更大。当今各种缸内汽油直接喷射方案均质混合气起动的起动加浓系数示于图2-94（见彩插）。

此外，传统缸内汽油直接喷射均质燃烧时，为了尽快使起动时催化转化器达到起燃温度，减少起动时的有害物排放，预热催化转化器的策略通常与进气道喷射一样采用推迟点火正时的策略。为了确保能可靠着火，点火角被限制在上止点后10°～15°范围内，但这种方法的加热能力有限，因此曾再三讨论过提出缸内直喷式汽油

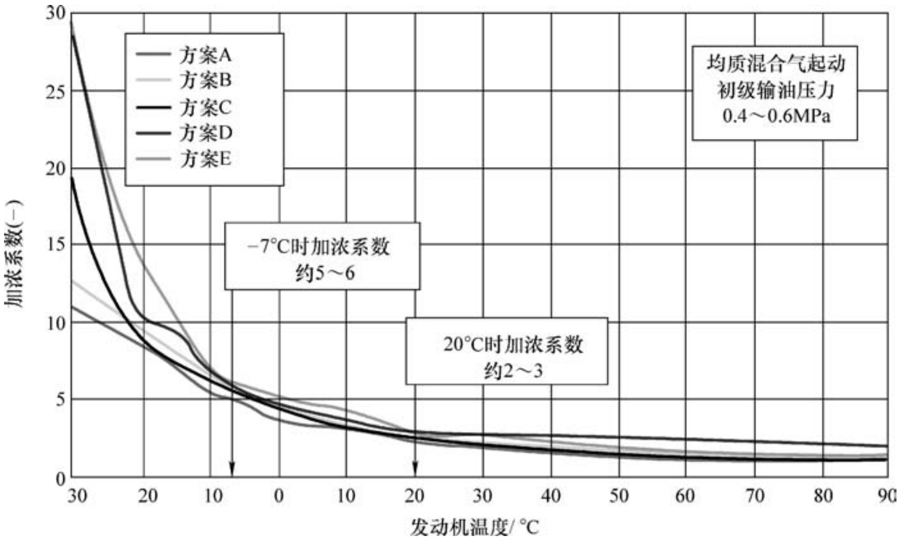


图 2-94　传统均质混合气起动加浓与发动机温度的关系

机也要配备一个二次空气泵，但是从系统优化的角度来看，充分利用缸内汽油直接喷射系统自身优点的方法可能是最具吸引力的解决方案。

（2）未来缸内直喷式汽油机降低起动排放的策略

与传统缸内汽油直接喷射排放相比，通过引入一种新的排放控制策略，无论是起动时及其后的催化转化器加热阶段的原始排放，还是可能获得的加热能力均能得到明显的改善。这种新的排放控制策略基于分层混合气起动和紧随其后的催化转化器加热措施的“均质分段喷射”（德文缩写 HSP = Homogen Split）。它指明了降低排放的途径，并无须重新进行燃油喷射系统部件的匹配就能达到常规汽油直接喷射从未达到过的新的排放水平，其诀窍在于通过适当调节喷油正时和点火正时获得适合发动机工况所要求的混合气形成。

1）分层混合气起动。下面详细介绍分层混合气起动的工作原理。图 2-95 对传统均质混合气起动和分层混合气起动的喷油正时和点火正时窗口进行比较。

低喷油压力均质起动在进气行程期间喷油，而点火则在上止点前后。在以初级低压输油压力喷射的情况下，进气行程以后就无法喷油了，因为起动时气缸中的背压很快就超过了初级低压输油压力。

而分层混合气起动原则上要到压缩行程后期才开始喷油，同样也在上止点前后点火。当然，在压缩行程喷油就需要相对较高的喷油压力，因而由发动机传动的高压燃油泵必须足够快而无起动延迟地建立起所需的喷油压力。

在压缩行程期间喷油对混合气形成具有明显的好处。一方面因喷油压力较高能获得更细小的油滴（图 2-96），另一方面因空气充量被压缩后温度和压力升高而加

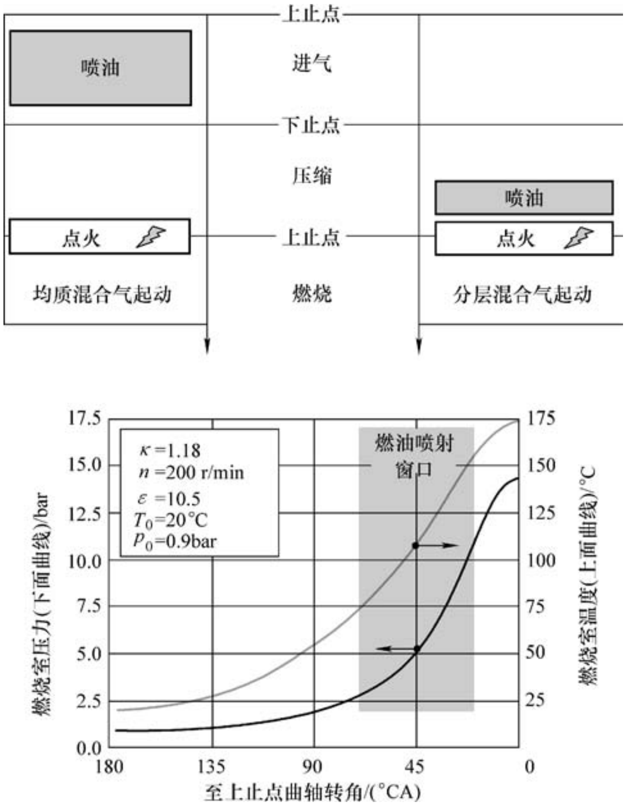


图 2-95　传统均质起动和分层起动的定时（上）以及起动时燃烧室内的温度和压力（下）

速了油滴的汽化，此外由于混合气雾聚集在火花塞附近更提高了着火的可靠性。图 2-95 下图所示的压力和温度曲线是在发动机试验台架上根据测量起动转速时的示功图来确定的。在分层混合气起动时的喷油正时窗口范围内，当燃烧室内压力为 5bar 时，空气充量的温度已达到 100℃ 以上，因此混合气的汽化明显加速。分层混合气起动时如此有利的物理边界条件大大降低了可靠起动所必需的加浓系数，这本身又是起动过程期间迅速建立可调节的高燃油压力的基本前提条件。

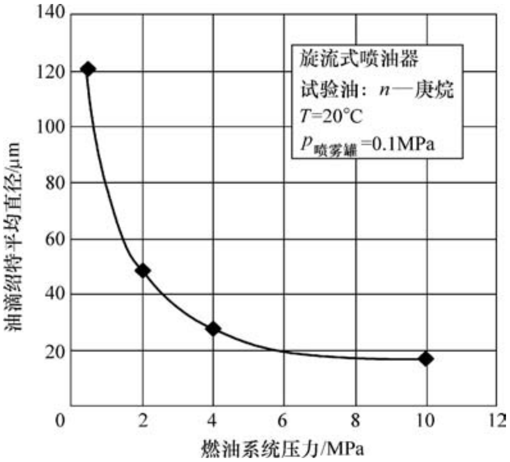


图 2-96　油滴绍特平均直径与系统压力的关系

通过压缩条件下的混合气形成模拟计算并被发动机试验结果所证实，起动时第一次喷油所需的最低系统压力为2MPa。图2-97示出了由博世公司批量生产部件（按需调节的高压燃油泵）组成的常规燃油系统在起动时建立系统压力的变化曲线。在起动转速下，第1个泵油行程系统压力达到了约2.2MPa，而第2个泵油行程就达到了3.8MPa。第1次喷油发生在第2个泵油行程以后，这可从压力下降处识别出来。在这种情况下，就不需要为建立系统压力而延迟起动了。从图中可以看出，在这种燃油系统设计下，起动时能建立最大加浓系数为2所需的燃油压力。由于分层起动时混合气形成良好，对于所有被试验的燃烧过程在20℃发动机温度下起动所采用的加浓系数约为1或小于1，因此能够在起动时实现连续的高燃油压力建立。

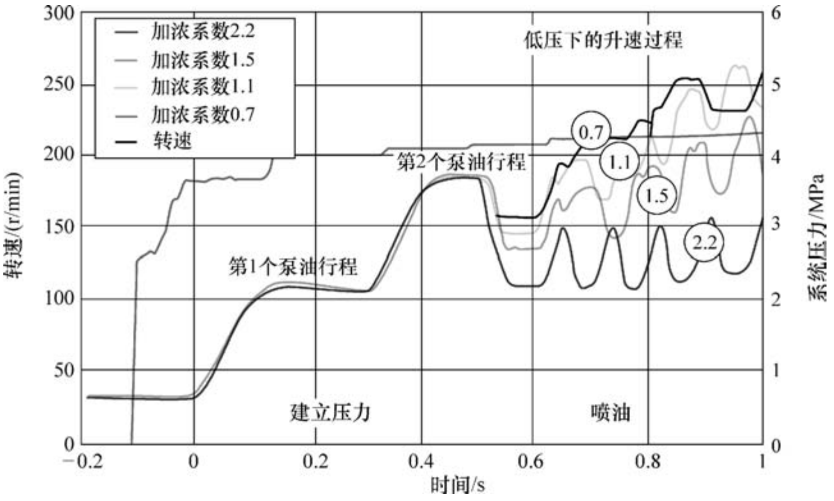


图2-97 起动时不同加浓系数情况下燃油系统压力的建立

当然，为了有效建立起高燃油压力，并以此作为分层混合气起动的基本前提条件，最重要的是整个系统的优化，燃油系统所有的部件如初级低压输油泵、高压燃油泵、共轨、喷油器、共轨压力调节和控制器、发动机电控单元等均应予以优化。

选用了一种批量生产的旋流喷油器（或多孔式喷油器）壁面引导燃烧过程对低压喷射均质起动与分层混合气起动进行直接比较。在起动转速相同而无起动延迟的前提条件下，分层混合气起动所必需的第1次喷油量将能减少一半。图2-98示出了这两种起动方式在排气歧管处的HC排放变化曲线。起动过程中第1次燃烧所排出的废气已显示出分层混合气起动的排放较少，而且这种优势可以一直延续到后起动阶段，因为均质混合气起动时喷入的大部分燃油以油膜形式中间储存在壁面上，被燃烧室加热后逐渐汽化，其中一部分在做功行程期间被燃烧掉，而另一部分则未燃烧就被排出，在相当大的程度上恶化了发动机的总体排放。新欧洲行驶试验循环（NEDC）测试已证实这些来自壁面油膜未燃烧就被排出的燃油量约为200mg。

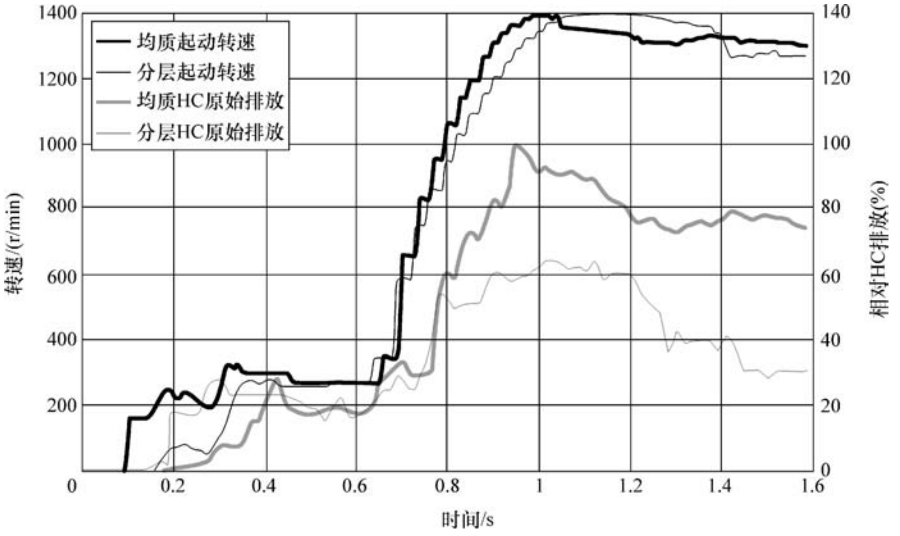


图 2-98　起动转速和相对 HC 排放

高喷油压力分层起动的突出特点是具有高的着火可靠性，因而即使在加浓系数降低的情况下仍具有非常稳定的转速自行提升能力。这种至关重要的稳定性的原因在于分层运行时混合气形成明显改善，并在火花塞附近具有稳定的浓混合气区域。从图 2-99（左）可以清楚地看到，在 20℃ 发动机温度下采用各种不同加浓系数时的起动稳定性，其中是以前面提到的燃烧过程为基础，并与传统的低喷油压力均质起动的转速提升进行对比。而图 2-99（右）则分别示出了分层起动采用博世公司批量生产部件（连续供油高压燃油泵）的系统压力建立和传统均质起动现有的系统压力。

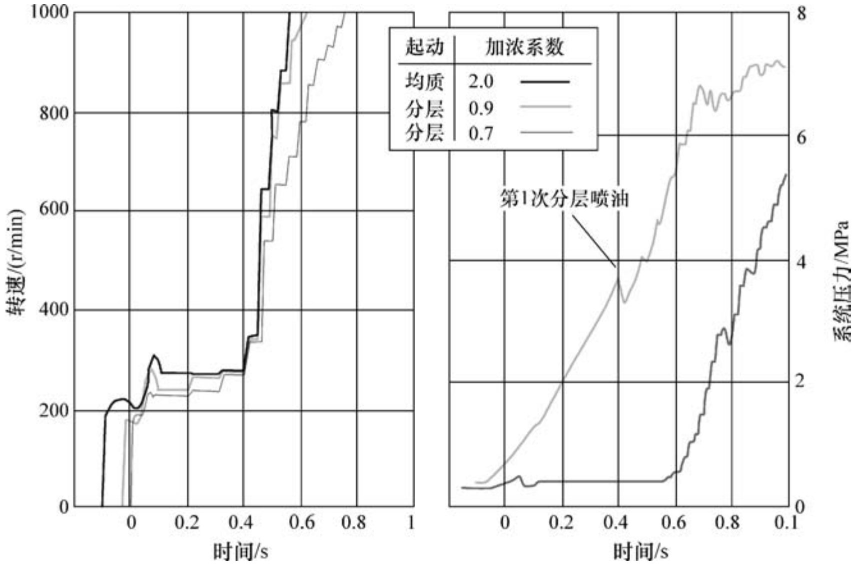


图 2-99　传统均质起动和分层起动时的转速和系统压力的建立过程（发动机温度 20℃）

采用加浓系数为 0.9 的分层起动达到的转速提升与批量生产采用加浓系数为 2.0 的均质起动相当，而且分层起动显示出明显较大的混合气稀化兼容性，只是采用加浓系数为 0.7 的分层起动转速提升稍缓一些，但是每次喷油都能完全燃烧并获得相应的转矩得益。甚至在加浓系数为 0.5 的情况下，只要参数匹配得合适仍能获得连续的转速提升。而且与均质起动相比，分层起动加浓对排放的影响也较小。即使在燃油品质较差和起动温度更低的情况下，分层起动也表现得非常稳定。图 2-100 示出了另一种批量生产用燃烧过程在 −20℃ 发动机温度下起动能力的对比。为了确保可靠的起动，对于均质起动而言，加浓系数必须达到 8 左右，而若采用分层起动，其加浓系数则可以降低到 1.3。因此，对于所试验的这种燃烧过程，在现有的条件下完全能够确保起动时燃油系统压力的连续建立。

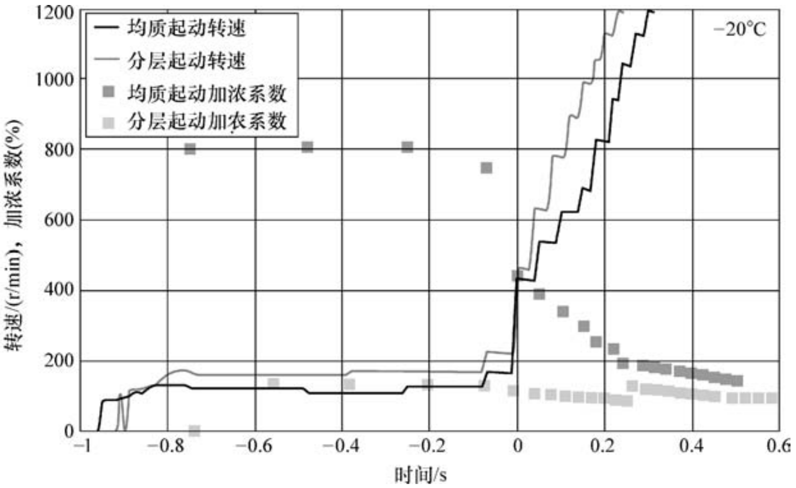


图 2-100　发动机温度 −20℃ 时传统均质起动与分层起动的比较

总而言之，分层起动由于具有上述在 HC 排放和稳定性方面的优越性，显然是缸内汽油直接喷射更好的一种起动策略，而分层起动与有效的催化器加热策略的相互配合及其在行驶测试循环中总排放的改善则更为明显。

2）均质分段喷射。起动后催化器加热的优化策略必须在大的加热能力下具有低的原始排放，而均质分段喷射（HSP）策略则以理想的方式将这两方面结合了起来，并已达到了可批量生产的水平，其基本的喷油正时和点火正时示于图 2-101。第 1 次喷油发生在发动机进气行程期间，由此形成了均质稀薄基础混合气，而第 2 次喷油则发生在压缩行程期间，因而能够利用到前文所述的分层起动时的那些良好混合气形成的优点。第 1 次和第 2 次喷射之间的油量分配及其喷油正时是这样来设定的，即在考虑到混合气输送时间在内的情况下，所选用的点火角能够在无断火燃烧和具有良好的运转平稳性的同时继续实现无节流运转，并通过一个非常晚的燃烧

重心位置，使得大部分释放的能量不是转变成机械能，而是以热能的形式释放在废气中，这样就能够非常迅速地加热催化器。同时，再通过在略稀的总过量空气系数下的稳定燃烧达到较低的未燃 HC 浓度。由于催化转化器明显较早地发挥催化净化作用，不仅需要氧化的成分（HC/CO），而且 NO_x 也都减少了。与传统的催化器加热策略相比，采用这种加热策略可使新欧洲行驶循环（NEDC）中的有害物排放最多降低 50%。同时，由于加入了较多的能量，能够缩短催化器加热阶段的持续时间，因此在新欧洲行驶试验循环（NEDC）中仅需消耗微量的燃油。

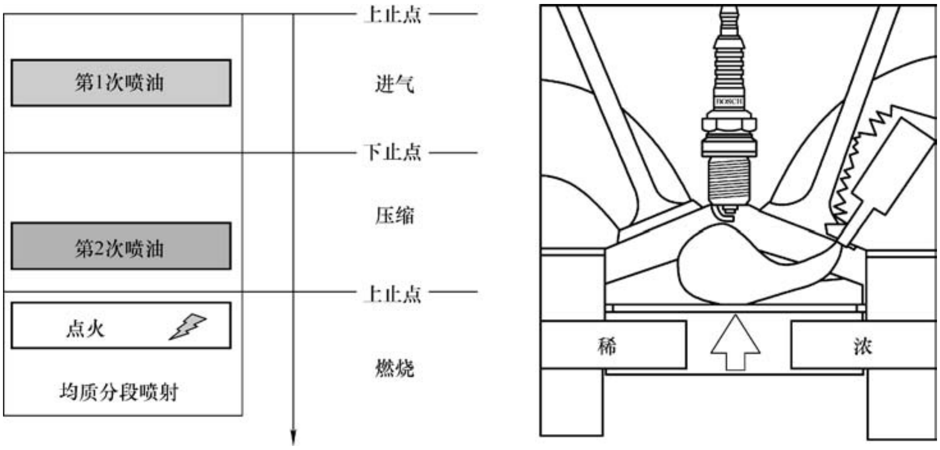


图 2-101　催化转化器的加热策略——均质分段喷射

3）未来排放策略的潜力。未来降低排放策略的潜力可以用一辆认证合格的中级轿车进行 FTP－75 行驶循环试验来证实。燃烧过程采用均质方案，并且起动阶段具有最低限度的分层能力，而随后的催化器加热阶段则采用均质分段喷射。废气装置采用一种用于达到欧 4 排放标准的催化转化器系统。为了在发动机上使用的情况下对传统均质起动与分层起动排放策略进行对比，除了 20℃冷起动时的起动策略不同之外，在转换到均质分段喷射之后直到行驶试验循环终了的使用情况都是完全相同的。

从图 2-102 上可以清楚地看到，这两种排放策略的累计 HC 排放变化曲线的区别仅仅在发动机起动成功之前，而随后的后累计 HC 排放的增加是一样，其中就有前面所提及的起动时形成并逐渐汽化的壁面油膜对排放所产生的作用。HC 总排放量将处于特超低排放汽车（SULEV）限值范围内。在 FTP－75 行驶循环试验中，采用传统排放策略的 HC 总排放量大约为 500mg，而与此相反，所试验的燃烧过程由于组合使用了分层混合气起动和均质分段喷射，HC 排放降低了 65%，其中分层起动和均质分段喷射加热各自的潜力是差不多的，而极为有利的是，分层混合气起动和均质分段喷射这两种方法在发动机上能够完美地相互取长补短，因为通过从分

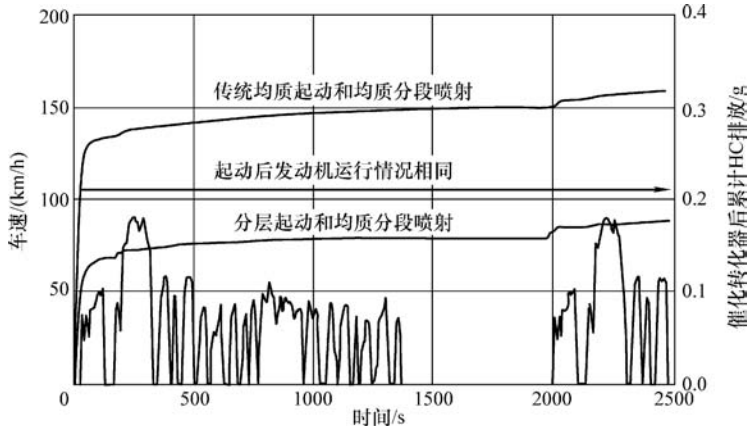


图 2-102　在 FTP－75 行驶循环试验中不同排放策略的比较

层混合气起动直接转换到均质分段喷射运行，催化器的加热过程将能够提前 1s 开始。

由于用于 FTP－75 行驶循环试验的废气装置仅为达到欧 4 排放，而发动机控制所确定的参数包括所应用的软件在内均未达到用于批量生产的完善程度，因此可以预计高喷油压力分层混合气起动还有进一步降低排放的潜力。

总而言之，分层混合气起动和均质分段喷射这两种方法的组合应用是用于缸内直喷式汽油机的一种行之有效的排放策略，能够以合理的成本达到目前欧洲和北美市场所实施的废气排放法规，并已经广泛的发动机台架和实车试验所证实。在一辆中级轿车上采用尚未优化的系统进行测试，其 HC 排放甚至就已经可勉强达到特超低排放汽车（SULEV）限值（见图 2-102）。

此外，对燃烧过程和混合气形成的同时优化可挖掘出更大的潜力，以实现达到特超低排放汽车（SULEV）限值的目标。在发动机试验台上循此方向所进行的优化试验测试再次表明，分层起动和均质分段喷射运行时的原始排放又获得了明显的降低（图 2-103）。为了更易理解，图中还附带画出了废气装置中的温度变化曲线。如果换算到 FTP－75 行驶循环试验，则其结果就相当于图 2-102 所示出的排放值的一半。由此可以期待，只要整个系统具有相应的能力，在批量生产中也肯定能够达到特超低排放汽车（SULEV）的 HC 排放限值。

由于这种新的排放控制策略具有如此大的降低 HC 排放潜力，为了用于批量生产将继续进一步开发，同时分层混合气起动和均质分段喷射所提出的要求也将体现在下一代部件的设计中。

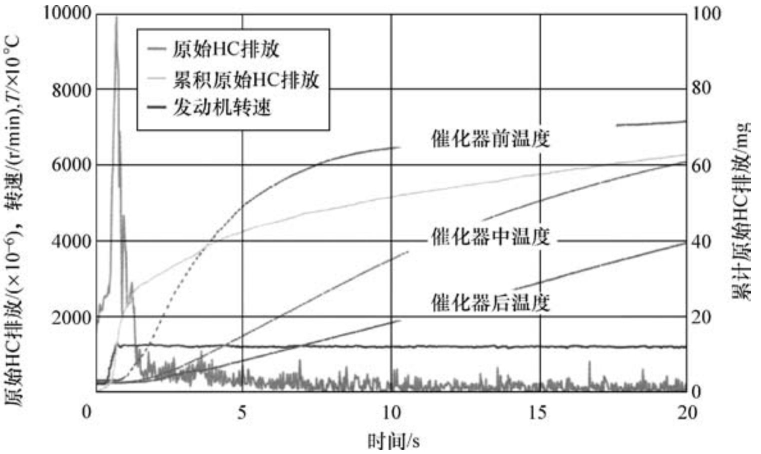


图 2-103　分层混合气起动和均质分段喷射同时优化后的排放水平

2.4　涡轮增压与缸内直接喷射组合的节油潜力

2.4.1　增压与缸内直接喷射的协同作用

分层燃烧直喷式汽油机投入市场后，汽油直接喷射与废气涡轮增压相结合的潜力就已引起人们的关注。从图 2-104（见彩插）所示出的新欧洲行驶循环燃油耗与汽车比功率关系的统计分析中，可以看出增压缸内直喷式汽油机相对于增压进气道喷射汽油机在燃油耗方面具有明显的优势。这种机型大多数用于中档或中高档轿车，但是它们显然有一个重大的缺点，即发动机在低转速时的转矩较低，特别是在废气涡轮增压的情况下，发动机在 1000r/min 转速时刻达到的平均有效压力只略高于自然吸气发动机（图 2-105）。其中的原因是在这个运行区域排气流量小、排气温度低和废气涡轮增压器总效率差。这个缺点即使在发动机稳态运行时也存在，而在瞬态过渡工况时再加上涡轮增压器转子加速时的惯性矩的影响，相对于自然吸气汽油机而言，这一缺点就更严重了。不过采用涡轮增压时可以在低于 2000r/min 转速时就达到最大平均有效压力。

起动转矩不足一般出现在短暂的低档运行，这又会对燃油耗（例如按新欧洲行驶循环测定的燃油耗）产生不利的影响。与此相反，发动机加速时的转矩将越来越快地上升，不论驾驶人急踩还是慢慢踩下加速踏板都可感觉到。发动机低转速时增压压力的匹配主要受增压器尺寸的影响，而且根据涡轮节流作用的不同，可在低速转矩与高速比功率之间寻求适当的折中。升功率较高（大于 90kW/L）的汽油机一般在转速高于 2000r/min 时才能达到最大转矩。

从图 2-105 所示的对应自然吸气汽油机平均有效压力的外推线可以估算出理想

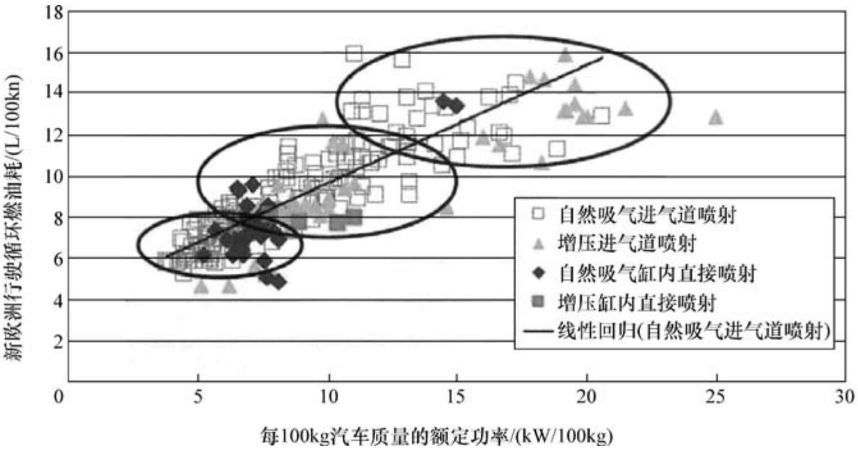


图 2-104 新欧洲行驶循环燃油耗与汽车比功率的关系

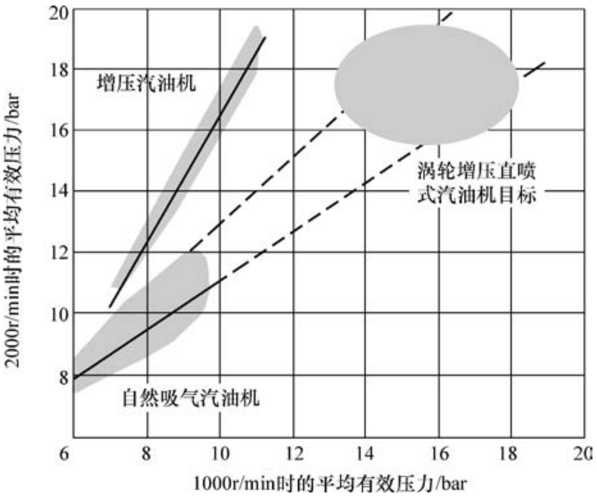


图 2-105 自然吸气和涡轮增压汽油机平均有效压力（比转矩）的对比

的涡轮增压直喷式汽油机的目标范围，在 1000r/min 时就已达到大于 1.4MPa（14bar）的平均有效压力。当然，这个目标值与发动机的总排量和汽车的具体情况密切相关。

（1）充量更换

压缩比相对较低的增压发动机，其充量运动的设计对爆燃界限的影响尤其强烈，而且在这方面仍然要兼顾低转速时的充量运动与高转速时的新鲜空气流量之间存在一定矛盾的要求。但是，与自然吸气发动机相反，增压发动机在达到额定转矩之后，可以通过增压压力水平的匹配来弥补这一缺陷。设计增压发动机时，进气道的设计主要应着眼于充量运动。发动机试验表明，充量运动较强的进气道方案具有

明显的优点。

废气涡轮增压汽油机在低转速全负荷时，一般具有正的扫气压力差，这可以被内部形成混合气的缸内直喷式汽油机所利用，以便在充量更换期间用新鲜空气对气缸进行扫气，这样将使得发动机的空气流量增加，流过压气机和涡轮的质量流量增大，于是压气机和涡轮的工作点将向较高效率的方向移动。图2-106示出了进气道喷射基本型发动机和涡轮增压缸内直喷式汽油机在压气机特性曲线场中的全负荷运行点。从图中可以清楚地看到，后者在转速1000r/min和1250r/min时的全负荷运行点距喘振线更远些，而且具有较高的压力比。在中等转速区，利用新鲜空气扫气可降低爆燃敏感性，从而减小增压压力的需求。此外，较小的增压压力需求将导致更有利的瞬态特性。在较高转速区，由于爆燃敏感性降低（因为缸内形成混合气），在相同的压缩比下效率可以提高。因此，在相同的功率下可减小空气质量流量。

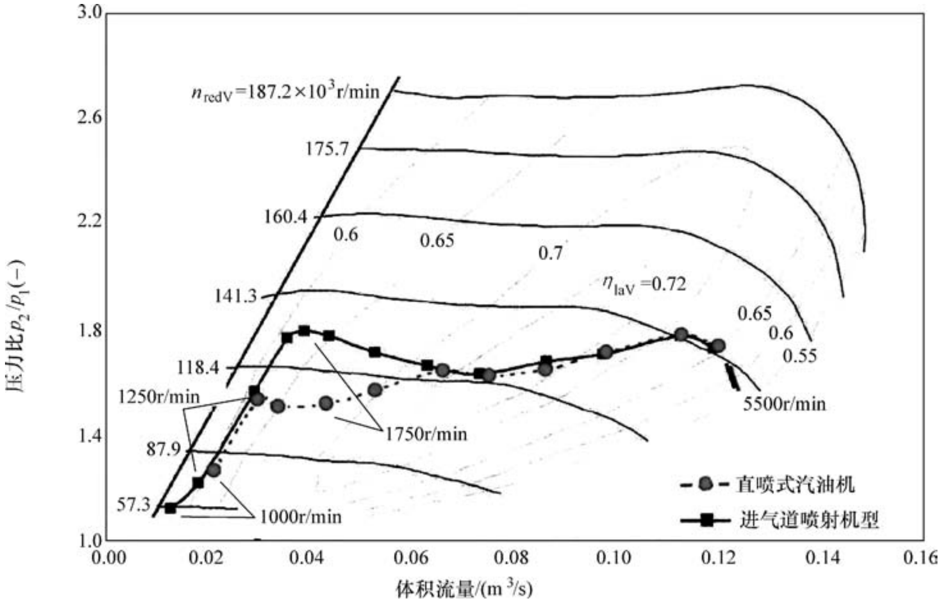


图2-106　进气道喷射和缸内直接喷射涡轮增压汽油机在压气机运行曲线场中的对比

若缸内汽油直接喷射与可变配气正时相结合，则可明显降低废气涡轮增压所需的特性曲线场范围宽度。当然，调整燃烧过程时，除了配气正时外，过量空气系数和喷油正时也是重要的参数。特别是在增压发动机情况下，由于每缸每循环的喷油量增多，在缸内直接喷射的情况下还要仔细调整混合气形成，以避免炭烟和HC排放升高以及由于燃油湿壁现象较重而造成机油稀释加重等方面的缺点。

（2）发动机试验结果

图2-107示出了稳态全负荷试验结果。与增压的进气道喷射基本型汽油机相

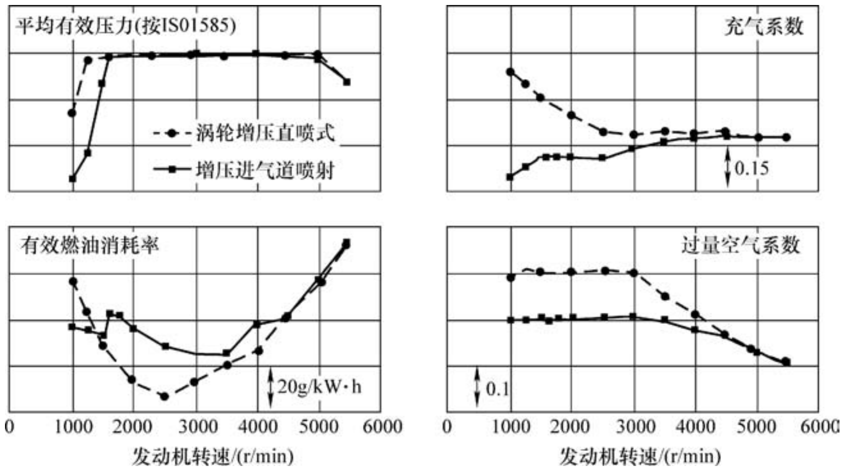


图2-107　进气道喷射和缸内直接喷射涡轮增压汽油机全负荷特性对比

比，缸内汽油直接喷射并采用可变配气正时的增压汽油机可在转速 $n=1000$r/min 时提高平均有效压力35%左右，达到1.4MPa。视发动机具体设计的不同，平均有效压力还可以进一步提高。在转速为1250r/min时就已达到额定转矩260N·m（$p_{me}=1.8$MPa），而增压的进气道喷射基本型汽油机却只有164N·m，也就是说缸内直接喷射使转矩提高了58%。这种低速转矩的提高可以通过利用低转速区的正扫气压力差来达到，这样空气消耗量可以达到125%（与进气总管中的状态有关）。利用这种附加的扫气空气质量可使废气所对应的空燃比比气缸内的稀，从而使过量空气系数从 $\lambda=0.9$ 提高到 $\lambda=1.0$，这样缸内直接喷射就能使全负荷的燃油耗率降低到250g/kW·h以下。

此外，借助于可变配气正时以及对增压发动机而言很大的压缩比，也可使部分负荷的燃油耗率降低。图2-108示出了涡轮增压直喷式汽油机在转速 $n=2000$r/min 和平均有效压力 $p_{me}=0.2$MPa 时的有效燃油耗率分布带中的位置。从图中可以清楚地看到，这种涡轮增压缸内直喷式汽油机在该运行工况下的有效燃油耗率远远低于传统涡轮增压汽油机有效燃油耗率的下限。

所有采用废气涡轮增压的小型化发动机，由其工作原理所决定的弱点是动态性能明显比自然吸气发动机差。图2-109示出了额定功率相同的各种发动机在1250r/min转速下负荷从25N·m突然增大到全负荷时瞬态运行性能的比较。自然吸气进气道喷射汽油机几乎马上紧跟加速踏板的开启在不到0.5s的时间内就达到其最大转矩，而增压机型只能在开始的十分之几秒的时间内保持同样的性能，紧接着的斜率突变点基本上表示了在发动机相应的进气条件下所能达到的全负荷转矩，而随后的转矩则因涡轮增压器转子加速受其惯性矩的影响只能缓慢有限地增加。但是无论如何，涡轮增压直喷式汽油机在低转速下能提供的转矩较大，至少比自然吸气进气道喷射

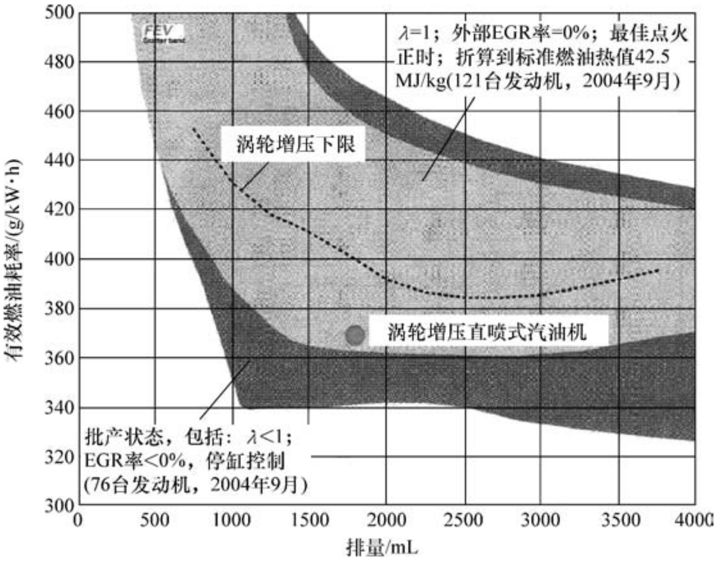


图 2-108　部分负荷（$n=2000$r/min，$p_{me}=0.2$MPa）工况有效燃油耗率的评估

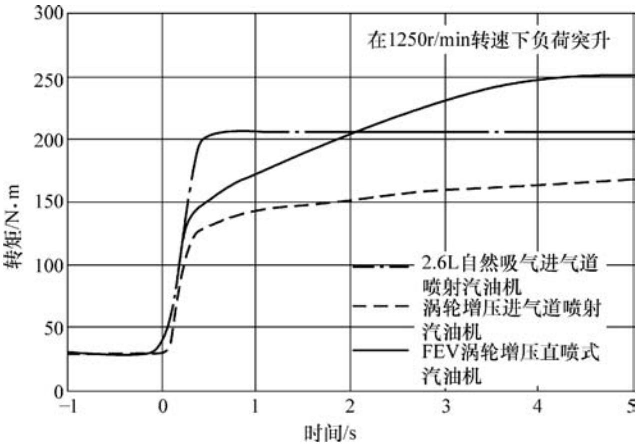


图 2-109　功率相同的各种汽油机瞬态运行性能的比较

汽油机高约 20%。至于进一步的转矩随时间的变化历程，涡轮增压、可变配气正时与缸内直接喷射相结合的机型显然比进气道喷射的增压机型更为有利。在 1250r/min 时，自然吸气进气道喷射汽油机比额定功率相同的涡轮增压直喷式汽油机早 1.5s 达到其额定转矩，而后者要再经过 2s 才能达到相同的转矩，但其额定转矩则要比自然吸气进气道喷射汽油机大 20%，而比涡轮增压进气道喷射汽油机此时刻所达到的转矩则要高出 50%。

在评价涡轮增压缸内直喷式汽油机降低燃油耗的潜力时，最好应顾及所估计的成本增加。图 2-110 示出了 3 种汽油机的新欧洲行驶循环的节油效果。比较的基准是一台搭载 2.0L 自然吸气进气道喷射汽油机的整车质量为 1500kg 的乘用车，进行比较的涡轮增压机型因同样的额定功率排量减小到 1.4L 左右而能获得节油效果。

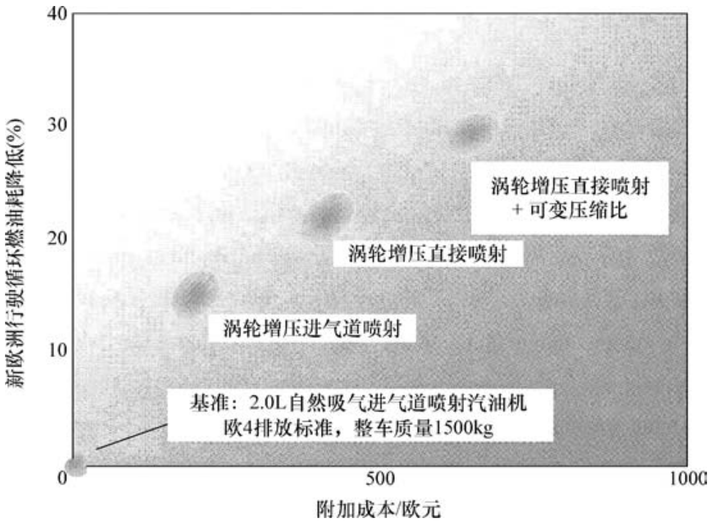


图 2-110　开发策略和成本/效益比的评价

进气道喷射涡轮增压汽油机由于其尺寸缩小的效应以及与此相关的负荷点的移动，燃油耗可下降 13% ~18%。与此相关的相对于自然吸气机型的成本上升约 200 欧元，尚不算太多。

若更进一步为涡轮增压机型采用缸内直接喷射的话，则起动性能可得以改善，至少可以降低涡轮增压滞后的影响。此外，采用缸内直接喷射一般可提高压缩比，并可实现有利的残余废气控制。这些影响参数再加上可能的减小变速器传动比能使新欧洲行驶循环燃油耗进一步降低 6% 左右。相对于涡轮增压进气道喷射机型，成本增加约 250 欧元，尚可接受。

若将来进一步应用可变压缩比系统的话，降低燃油耗的潜力总计可达 30%，但是成本将有明显的增加，这就需要与采用其他措施例如发动机小型化的成本进行比较。从目前的发展态势来看，则发动机小型化的发展趋势更为看好，这将在第 4 章中的“发动机小型化”一节中予以详细介绍。

综上所述，试验研究结果清晰地表明了废气涡轮增压与汽油缸内直接喷射相结合的协同作用，它蕴含着提高汽油机转矩和效率的巨大潜力，还能使废气涡轮增压汽油机具有出色的动力性能。其相对于现代乘用车柴油机的优点，例如在低转速下的转矩较大以及可用的转速范围较宽广等已是众所周知的了。

作为将来进一步发展的开发重点，除了仔细优化整个系统之外，主要有以下几方面：

1）最大平均有效压力的提高：动力性能的改善以及更为有利的总效率使得在继续采用一级涡轮增压的情况下可能把最大平均有效压力提高到 2.5MPa 左右，此时必须要注意所谓的早燃和爆燃等问题。

2）新型增压和高增压：将来必须考虑采用可变涡轮截面和可耐 1050℃的高温涡轮或者两级涡轮增压，有助于这种缸内直喷式汽油机的进一步优化。

有关这些内容将在第 4 章“新技术开发”中予以详细介绍。

2.4.2 增压直喷式汽油机各种运行模式的节油潜力

喷束引导燃烧过程作为最新一代的缸内汽油直接喷射，充分显示出其在分层运行的自然吸气汽油机上的节油潜力，而充量分层与废气涡轮增压相结合则可望获得更大的节油潜力，但也对燃烧过程提出了很大的挑战，必须从以下诸多方面中为所有运行模式寻找到最佳的折中方案，例如比自然吸气汽油机低的压缩比、全负荷运行时所必需的高充量运动和部分负荷运行时适当的充量运动、EGR 系统的设计以及活塞顶和燃烧室形状的设计等。

这里以一台采用中央布置的针阀向外打开的压电喷油器锥形喷束引导燃烧过程的大众公司 2.0L－TSGI（TSGI＝Turbocharged Spray Guided Injection，涡轮增压喷束引导喷射）涡轮增压直喷式汽油机为例，介绍增压喷束引导燃烧过程在发动机特性曲线场范围内的各种不同运行模式，然后将从中查明的最佳燃油耗特性曲线场针对容许的最高 NO_x 排放量、全负荷所必需的充量运动和催化器的起燃极限等因素进行临界评估，再根据规定的行驶试验循环进行预测，从而得出在考虑上述各种影响因素情况下在实际运转中所能获得的节油潜力，并将所查明的分层运行的燃油耗值与具有竞争力的化学计量比均质运行的燃油耗值进行对比。其目标是借助于涡轮增压用充量分层运行来扩大对公路行驶燃油耗具有重要意义的特性曲线场范围。

除了必须详细分析分层运行模式，还必须对直接喷射燃烧过程各种可能的运行模式进行比较，并评价它们各自的意义，然后根据试验研究结果就能制定出运行策略，并查明这些运行策略对这种燃烧过程潜力的影响。

（1）各种运行模式的热力学分析

为了实现分层运行的最佳转换，除了喷油时刻、喷油压力和喷油持续时间之外，还必须要有其他的技术调节参数，例如：可开关的进气涡流调节阀、外部冷却 EGR 率以及高效的 NO_x 后处理等。表 2-2 中列出了喷束引导燃烧过程的各种可能的运行模式，应对它们进一步进行更详细的考察，根据它们的不同组合就能得到最

佳的运行策略。

表2-2 所考察的增压喷束引导燃烧过程的运转模式

喷油模式	混合气形成	过量空气系数 λ	EGR	命 名
进气行程喷油	均质	$\lambda=1$	–	HOM
进气行程喷油	均质	$\lambda=1$	外部 EGR	HOM + EGR
进气行程喷油	均质	$\lambda>1$	–	HMM
压缩行程喷油	分层	$\lambda>1$	外部 EGR	SCH + EGR

试验发动机在试验台架上按不同的运行模式在各种规定的转速下改变负荷运转，图2-111上示出了在发动机转速 $n=1500\text{r/min}$ 下负荷变化的运行情况实例，并对指示比燃油耗 b_i 和 NO_x 质量流量之间的关系进行分析。

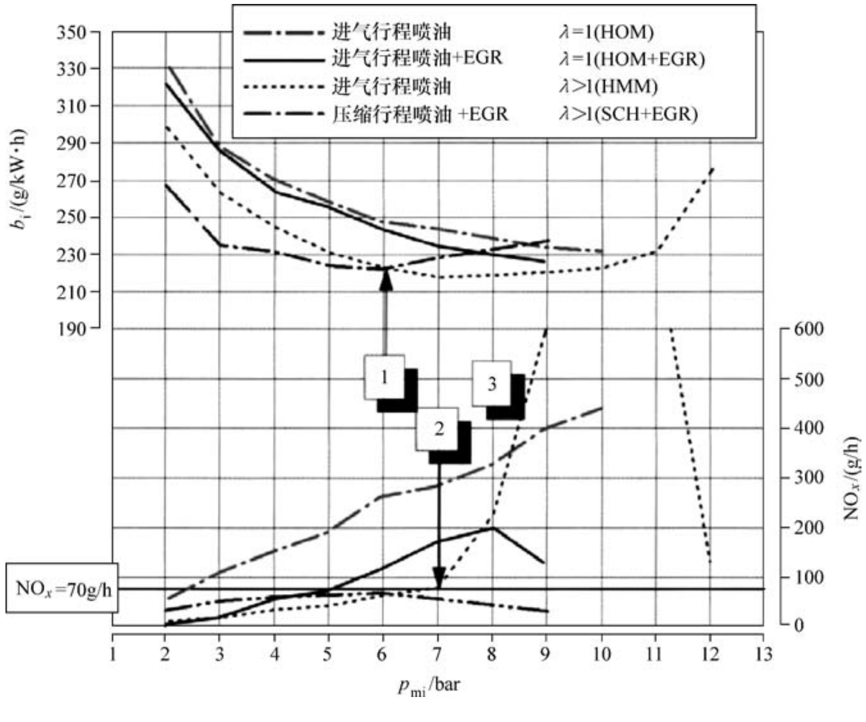


图2-111 TSGI各种运行模式指示比燃油耗 b_i 和 NO_x 质量流量随负荷（平均指示压力 p_{mi}）变化的情况（发动机转速 $n=1500\text{r/min}$；换气、喷油和点火时刻均按燃油耗优化，EGR率最大）

最初平均指示压力 $p_{mi}=0.2\text{MPa}$（2bar）时，发动机以具有较大灵活性的EGR稀薄分层运行（SCH + EGR），稀薄分层 + EGR运行的燃油耗曲线与稀薄均质（HMM）运行的燃油耗曲线相交于 $p_{mi}=0.6\text{MPa}$（6bar）的负荷工况点①，该交点标志着分层运行具有热效率优势的负荷上限，有着重要的意义。

在稀薄均质（HMM）运行时，其 NO_x 排放要到更高的负荷工况点② $p_{mi}=$

0.7MPa（7bar）时才达到70g/h。根据广泛的实践经验，该 NO_x 排放值（70g/h）被确定为吸附式降 NO_x 催化转化器容许的最大原始排放流量。再考察化学计量比均质＋进气行程喷油＋EGR（HOM＋EGR）运行模式，从 $p_{mi}=0.8$MPa（8bar）（负荷工况点③）以上一直保持到全负荷这种运行模式对燃油耗是最有利的，与无EGR的化学计量比均质＋进气行程喷油（HOM）模式相比也是如此。

但是，在以大于化学计量比＋进气行程喷油（HMM）运行时 NO_x 排放量呈指数函数上升，其原因是随着负荷的增大过量空气系数不断减小，因为从稀薄运行开始，NO_x 排放量的变化曲线具有随过量空气系数减小而增加的特点，在大约 $\lambda=1.15$ 时 NO_x 排放量达到最大值，随后因混合气加浓氧不足而又减少。

图2-112（见彩插）表示在新欧洲行驶循环（NEDC）中某个具有代表性的恒定行驶工况点，上述定义的各种运行模式经过对从发动机试验台架上查明的缸内压力曲线进行详细的热力学分析后所得到的各种损失份额的分配。以几何压缩比和恒定不变的等熵指数计算出的理论效率为基准，并考虑以下各种方面损失的份额：

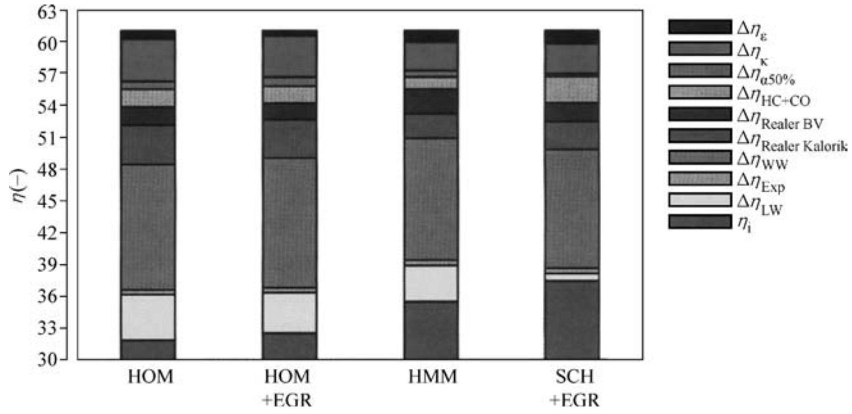


图2-112　TSGI各种运行模式在新欧洲行驶循环中具有代表性的恒定行驶工况点上各种损失份额的分配（发动机转速 $n=1500$r/min，$p_{mi}=4$bar；换气、喷油和点火时刻均按燃油耗优化，EGR率最大）

1）热力学压缩比（$\Delta\eta_{\varepsilon}$）。

2）作为空燃比和总残余气体率的函数并用等熵指数表达的实际充量（$\Delta\eta_{\kappa}$）。

3）计算得到的50%能量转化点释放出的能量（$\Delta\eta_{\alpha50\%}$）。

4）不完全燃烧（$\Delta\eta_{HC+CO}$）。

5）真实燃烧过程（$\Delta\eta_{Realer\ BV}$）。

6）真实气体性质（$\Delta\eta_{Realer\ Kalorik}$）。

7）壁面热传导（$\Delta\eta_{WW}$）。

8）真实的膨胀（$\Delta\eta_{Exp}$）。

9）换气（$\Delta\eta_{LW}$）。

以下介绍从缸内压力曲线分析中可得到的信息。在 $\lambda=1$ 均质运行时应用外部冷却 EGR（HOM + EGR）的情况下，因没有节流（$\Delta\eta_{LW}$减小）而形成了效率方面的优势。在 $\lambda>1$ 均质运转（HMM）时被空气稀释的情况下形成更大的效率优势（$\Delta\eta_{\kappa}$ 减小），又因为被空气稀释而使多变指数增大，因此考虑真实气体性质的损失（$\Delta\eta_{Realer\ Kalorik}$）减小，此外因较高的稀释程度而使壁面热损失（$\Delta\eta_{WW}$）也有所减少。若稀释可达到较高的程度将导致较高的空气需求量，这能够进一步消除节流的影响（$\Delta\eta_{LW}$减小）提高指示效率（η_i）。

在分层 + EGR 运转（SCH + EGR）时，因较高的稀释程度而使得实际充量所产生的损失（$\Delta\eta_{\kappa}$）较少，当然这种优势部分地被比进气行程喷油运行模式较多的缸内残余气体量所抵消，因为增压器涡轮中存在的热焓较少，因此在低负荷分层运行时形成了不利的扫气压力差。近似等容过程优化的 50% 能量转化点位于点火上止点前很近的位置（图 2-113），从而达到了差不多是等容过程的最高效率（$\Delta\eta_{\alpha 50\%}$）。当然，在这个转化点上 20% 的 EGR 率会引起不太稳定的燃烧（$\Delta\eta_{HC+CO}$增加）以及比 $\lambda=1$ 均质运转（HOM）较长的燃烧持续期才能烧尽（$\Delta\eta_{Realer\ BV}$），并且壁面热传导（$\Delta\eta_{WW}$）仅稍少些。在分层 + EGR 运行时延迟烧尽会部分抵消靠近燃烧室壁面处气体温度较低的优点。虽然涡轮效率不良使得换气损失介于两者之间，但是其中无节流的优点明显起着主要作用，因此使得其 $\Delta\eta_{LW}$减小。

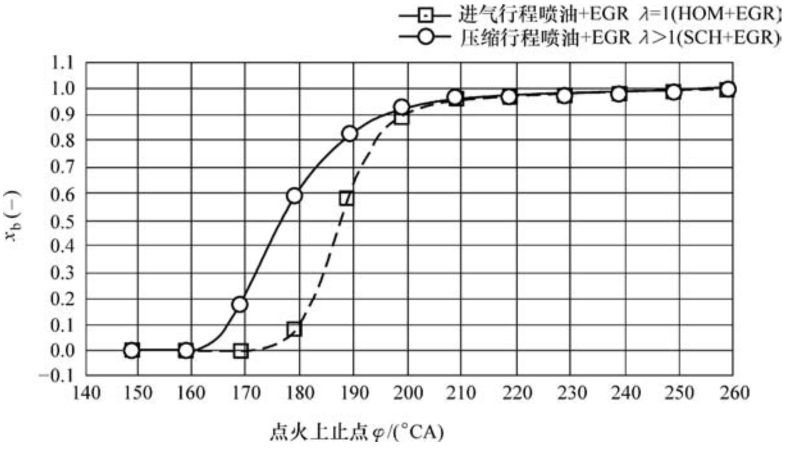


图 2-113 $\lambda=1$ 进气行程喷油（HOM + EGR）和 $\lambda>1$ 压缩行程喷油（SCH + EGR）运行模式烧尽函数 x_b（发动机转速 $n=1500r/min$，$p_{mi}=0.4MPa$，换气、喷油和点火时刻均按燃油耗优化，EGR 率最大）

总的来说，可以确定分层运行的燃油耗优势主要是通过降低换气损失得到的。在涡轮增压发动机上因被空气稀释的程度较高所得到的理论上的燃油耗优势，一方面被因废气温度较低而使涡轮效率不良所抵消，另一方面必需的高 EGR 率将导致不稳定的燃烧及其相应的损失。此外，在涡轮增压发动机上，为了避免在全负荷运

行时火花塞过热，火花塞位置要从燃烧室内往后缩进些，这将会对分层燃烧过程产生不利的影响，而其最佳效率用往外伸出的火花塞更容易达到。

（2）充量分层运转的特性曲线场

分层运行可应用的特性曲线场范围受到当前可用于降低氮氧化物的废气后处理技术（吸附式降 NO_x 催化转化器容许的最大 NO_x 原始排放流量限值 =70g/h）的限制。在图 2-114（见彩插）上从发动机试验台架运转中获取的和理论上可应用的分层运行特性曲线场范围用绿色表示。若考虑到所容许的 NO_x 原始排放量（70g/h）且只用充气气道，则可应用的特性曲线场范围缩小到灰色面积范围内。如果只用滚流气道，则实际可应用的特性曲线场范围再次缩小到蓝色面积范围内。图中的红色区域则表示在该范围内低于前置式催化转化器的起燃温度，因此在批量使用中该特性曲线场范围不能以稀薄分层运行模式行驶。

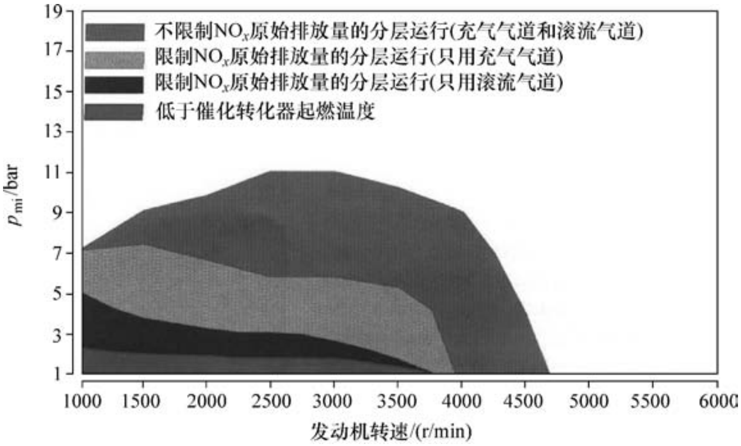


图 2-114　增压喷束引导燃烧过程充量分层运行的特性曲线场范围
（吸附式 NO_x 催化器容许的最大 NO_x 原始排放流量限值 =70g/h）

若采用有利于分层运行时 NO_x 排放的充气气道能够覆盖新欧洲行驶循环（NEDC）中的大部分运转工况点，则负荷可一直到 p_{mi} =0.6～0.7MPa（6～7bar），发动机转速可一直到 3500～4000r/min，即图 2-114 中用灰色表示的特性曲线场。

如果正如为了获得令人满意的高的全负荷性能所必需的那样换用滚流气道，那么分层运行就缩小到图 2-114 中用蓝色标出的特性曲线场范围。由于气道几何形状的变化使得有效的流动横截面积减小，因而进气门阀座范围内的局部流动速度增大。由于流动速度提高而诱导出的流动脉冲将导致点火地点混合气油雾较大的周期性的波动，从而导致不稳定的着火燃烧。为了获得令人满意的混合气形成和燃烧的稳定性，因而应用滚流气道时必须采用比充气气道分层运行时明显“较早的”喷油和点火时刻，由此获得“较早的”燃烧重心位置将导致较高的 NO_x 排放和较低的废气温度以及较低的指示效率。由于 NO_x 排放增加和废气温度降低，可应用的

分层运行特性曲线场范围将明显地不仅向更低的转速而且向更低的负荷缩小。

图2-115示出了3种试验发动机配置的全负荷特征工况点的开发情况。该图表明，排量为2.0L的试验发动机在增压与充气气道充量分层组合的情况下，仅能达到大约150N·m/L的最大升转矩（图2-115，第1点）。此时，由于燃烧速度太低，又不容许因混合气准备不足而使炭烟排放增加，因此抑制了较高负荷时爆燃趋向的增长。只要增压与滚流气道相组合就能将最大升转矩提高到175N·m/L（图2-115，第2点）。通过滚流气道加强充量运动，持续改善混合气准备，爆燃极限也向有利的方向移动。当然，正如图2-114所示的那样，对分层运行而言，加强充量运动就意味着可应用的分层运转范围的缩小。通过排气正时调节装置优化排气正时，就能够明显地提高低转速时的转矩（图2-115，第3点），因为配气正时的优化首先能够在部分负荷范围内降低影响燃油耗的换气损失。

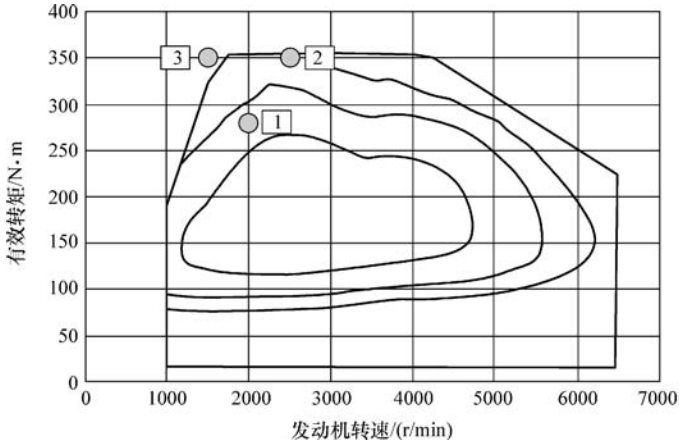


图2-115　3种发动机配置的全负荷特征工况点

（3）燃油耗预测

为了能够根据燃烧性能的详细分析及其从中得知的效率变化来考察总的潜力，对不同发动机方案的新欧洲行驶循环（NEDC）燃油耗进行了预测，其结果的比较示于图2-116。图中示出的是图2-115中所示的3种发动机配置在化学计量比均质运转和分层运转时计算的新欧洲行驶循环（NEDC）的节油效果。

采用充气气道的2.0L增压直喷式汽油机分层运行的燃油耗要比纯粹进气行程喷油的化学计量比均质运转节油10%（图2-116，第1点）。当然，关于全负荷运转时的动力性能，由于只配用了充气气道，充量运动较弱，其最大升转矩被限制在150N·m/L。

为了力求最大升转矩达到175N·m/L，采用了滚流气道来加强充量运动。当然，由于分层运行特性曲线场范围的缩小，使得其相对于化学计量比均质运行时的节油效果降低到了6%（图2-116，第2点），而均质运行的燃油耗因气道改变的变

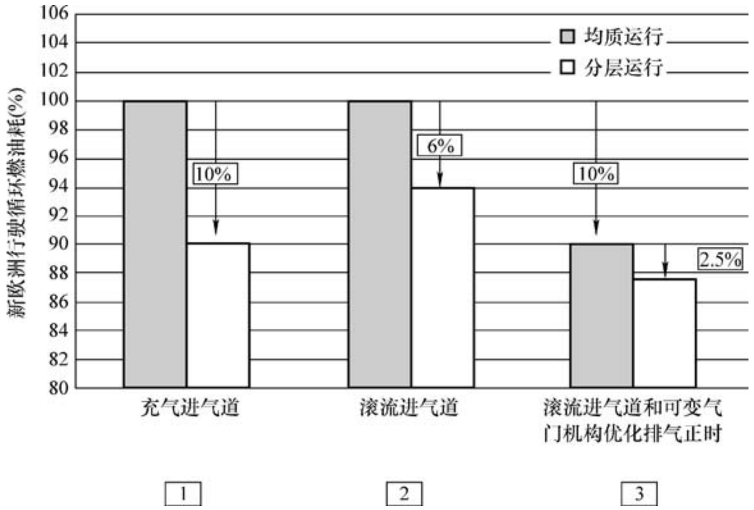


图 2-116　三种发动机配置计算新欧洲行驶循环燃油耗的比较（大众 Golf v 型轿车，6 档手动变速器，批产车型速比和汽车重量，分层运行 NO_x 原始排放限值 = 70g/h）

化并不明显。

如果采用特性曲线场优化的配气正时将换气损失降低到最低程度，则均质运行就能比无凸轮轴相位调节器只能采用折中的配气正时的基本方案节油 10%（图 2-116，第 3 点）。由于在发动机特性曲线场中配气正时的优化匹配能够明显降低换气损失，因此分层稀薄运行可能获得的节油潜力中这方面的重要份额得以提高，而采用分层稀薄运行仅就其本身的节油效果而言还能比均质运行节油 2. 5%。

从上述的对比可以清楚地看到，通过采用诸如配气正时等措施优化传统的化学计量比燃烧过程也能够获得明显的节油效果。若再按照发动机小型化的做法并仍采用稳定的化学计量比燃烧过程甚至能够获得比易于敏感的分层燃烧过程更好的试验循环燃油耗，因此考虑到性价比并结合原有的基础发动机和汽车方案的具体情况，到底采取何种方案尚需具体分析后才能做出正确的选择。

综上所述，虽然采用喷油器中央布置方案有可能扩展分层运转的特性曲线场，但特别是由于可作为批量生产使用的 NO_x 后处理器的限制，并没有获得所期望的节油效果。由于受容许的最大 NO_x 排放量的限制，在发动机试验台架上其相对于壁面引导和空气引导燃烧过程的额外扩展的特性曲线场范围也不能得到应用。为了获得令人满意的低转速转矩特性必须产生高的充量运动，这在部分负荷范围内对燃烧过程产生了不利的影响，并进一步限制了可用的分层运行特性曲线场范围，同时在增压发动机上力求在降低转速的同时，将负荷点移向更高的负荷，因此目前尚未获得更多的能被用户觉察到的节油效果，而目前与之竞争的发动机小型化方案，无论在新欧洲行驶循环（NEDC）试验循环中，还是在对用户有重要意义的运转范围

内，都显示出较大的节油潜力。

因此，增压油束引导分层燃烧过程的未来与将来可供使用的废气后处理系统的转化潜力以及与燃油耗有关的转化效率息息相关。此外，还必须掌控好部分负荷时最佳的充量分层和全负荷时高的充量运动之间的目标冲突。

2.5 米勒循环与可变压缩组合的节油潜力

考虑到将要实施实际行驶排放（RDE）法规，改善汽油机部分负荷效率已成为特别关注的焦点。试验研究结果已证实，利用米勒（Miller）循环的潜力与借助于可变气门机构实现可变压缩组合的方案能显著降低小型化直喷式汽油机的部分负荷燃油耗。

首先米勒循环的优点是能消除部分负荷时的节流而获得明显的节油效果，同时为全负荷时达到尽可能最高的效率对压缩比提出了要求，而在高平均压力情况下的爆燃和提前燃烧却限制了压缩比，因而应弄清楚的是，在全负荷时米勒循环是否允许较高的压缩比，而且混合气不加浓以满足实际行驶排放（RDE）法规的要求。

2.5.1 压缩比和膨胀比的影响

无论是压缩比还是膨胀比都是几何量值，而且都是气缸最大容积与压缩容积（V_C）之比。在膨胀时被简化成从压缩容积（V_C）开始，整个活塞下行行程都可用于膨胀。在这种情况下，膨胀比（EPV，ε_{Expas}）与几何压缩比（ε_{geom}）相等：

$$\varepsilon_{Expas}=\frac{V_h+V_c}{V_c}=\varepsilon_{geom} \tag{2-1}$$

在进气门早关（FES）情况下真正产生压缩效果的有效压缩比在下面也被称为压缩比（KPV，ε_{Kompr}），它与气缸压力和进气压力相等的一个活塞位置点有关，这个位置点在进气门提早或延迟关闭（进气门关闭，ES）的情况下偏离下止点（UT），这个位置上的气缸容积比排量小一个“压缩延迟容积”（V_{KV}）：

$$\varepsilon_{Kompr}=\frac{V_h-V_{KV}+V_c}{V_c} \tag{2-2}$$

压缩延迟容积相对于排量的比例被定义为米勒度（Millergrad）。在理论奥托过程（理想空气循环过程 $\varepsilon_{Kompr}=\varepsilon_{Expas}$）情况下，效率仅与压缩比有关，而当压缩与膨胀不同时则还存在其他的依赖关系。为了定量化起见，考察基准全负荷进气过程以及其他具有不同进气正时（因而不同的压缩比）的情况（图2-117）。为了能进行比较，规定混合气质量保持恒定不变，因而输入的热量是相同的。

为使在进气门早关（FES）时的气缸充气状况相同，通过提高进气压力来增大进气空气的密度，因而在负荷较大时必须进行增压。为了简化起见，规定没有扫气压差（$p_{Saug}=p_{Abg}$）。由于进气门早关（FES）时存在在进气压力下从进气门关

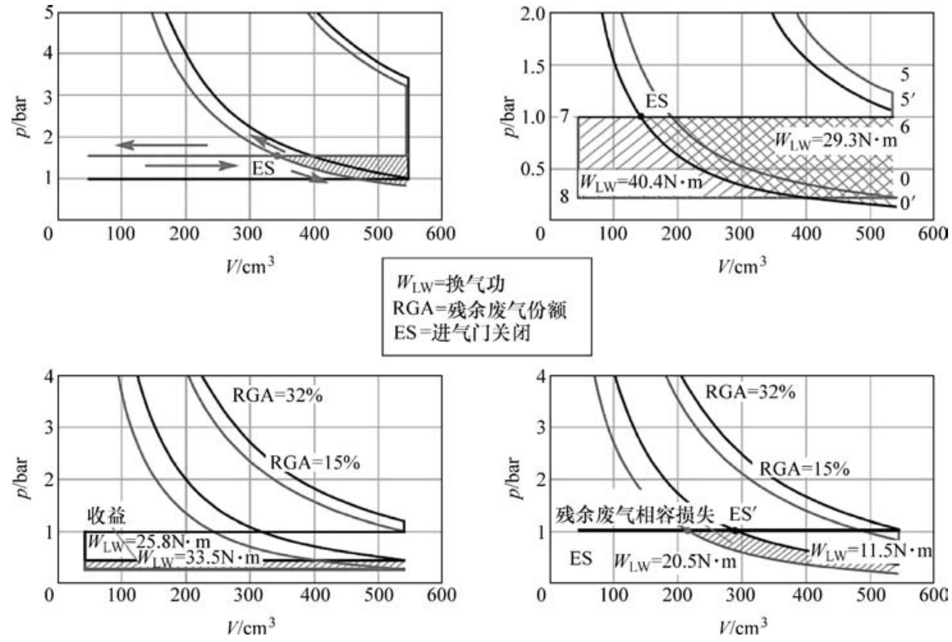


图 2-117　负荷控制方法和残余废气份额的换气的影响

（ES）到下止点（UT）的膨胀过程，因而这种方法的缺点是高压过程存在压缩损失，所以在无节流的情况下，膨胀比保持不变时随着米勒度的增大，理论上只能达到较低的效率，见图 2-118 中的①。若压缩比较小时加大膨胀比（EPV）（见图2-118中的②），则理论上也可提高效率。在排量保持不变的情况下，减小压缩容积也能加大膨胀比（见公式（2-1））。若在减小压缩容积的情况下要保持压缩比不变，则就要附加提早关闭进气门（见公式（2-2）），但是这可能受到可供使用的增压压力的限制，这样就会导致按照图 2-118 中的③进行调节。

此外，图 2-118 还表明，在压缩比较大的情况下，膨胀比的变化强烈影响到效率，而在压缩比较小（米勒度大）的情况下这种影响明显减小。显然，膨胀比需要加大，以便能设计得压缩比的减小不会引起效率的变化，因此在米勒度大的情况下，在理论空气循环中几乎不可能补偿因压缩比减小而引起的效率损失。

在部分负荷时，进气门早关有助于减少换气功。为了弄清楚各种影响，首先有必要定义压力－容积图（见图 2-117）上的面积份额。阴影标志的面积代表总的换气损失。压缩线右侧的区域定义为压缩损失，而其左侧部分定义为节流损失。如果用进气门早关达到完全消除节流，那么虽然节流损失降低到零，但是同时压缩损失也增大了，因此采用米勒过程并不能成功地完全避免换气损失（节流损失和压缩损失）。除此之外，在进气门关闭较早的情况下，压缩终了时的温度水平较低，这在实际发动机上会使着火条件恶化。与压缩比低的情况不同，随着压缩比的增大可

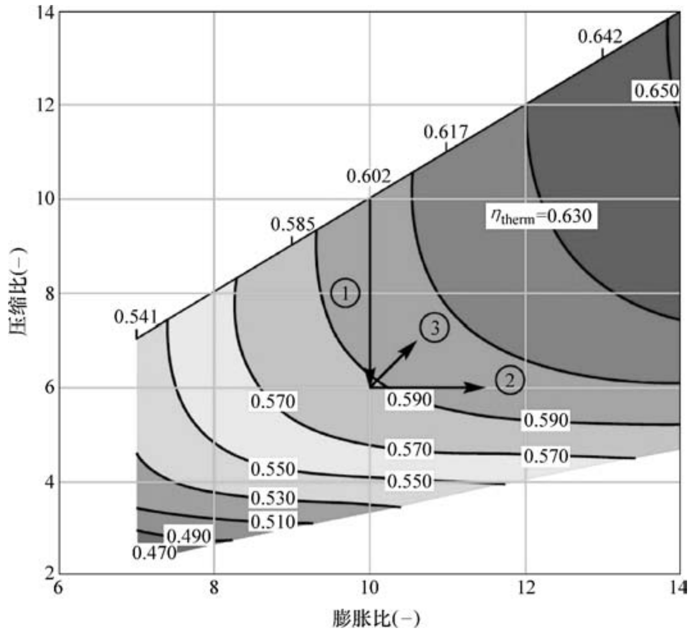


图 2-118 压缩比和膨胀比对热效率的影响（等容加热理想空气循环）

能会影响到温度损失。即使在理论循环过程中，随着米勒度的增大，膨胀比对效率的影响会降低，但是在实际发动机上温度的提高又能改善着火条件。为保持相同的压缩温度所需的几何压缩比与米勒度之间的关系可用公式（2-3）来表达：

$$\varepsilon_{\text{geom}} = \frac{\varepsilon_{\text{Kompr Soll}}^{-1}}{1 - \dfrac{V_{\text{KV}}}{V_{\text{h}}}} + 1 \tag{2-3}$$

因此，例如当米勒度为50%（进气门约在下止点前100°CA 关闭）时，几何压缩比要提高约 90%。

2.5.2 进气门早关对实际奥托过程的影响

理论上总是要选择尽可能最大的压缩比（见图 2-118），但是实际上摩擦、壁面热损失或真实气体损失会增加，限制了理论上所期望的优点，因而只能达到局部的最佳值。最佳的压缩比主要取决于壁面热损失（图 2-119）。如果借助于进气门早关（FES）缩短压缩，从而降低温度水平，那么也减少了壁面热损失，并且存在提高几何压缩比的潜力，在米勒循环发动机上降低壁面热损失允许较高的最佳压缩比，因而在实际发动机上能够用加大膨胀比来补偿压缩损失而不受壁面热损失的限制。

但是，如果压缩比匹配不合适的话，那么因气缸中温度低会降低残余废气相容性，这会在可达到的消除节流程度的情况下，或导致进一步提高米勒度，或白白浪

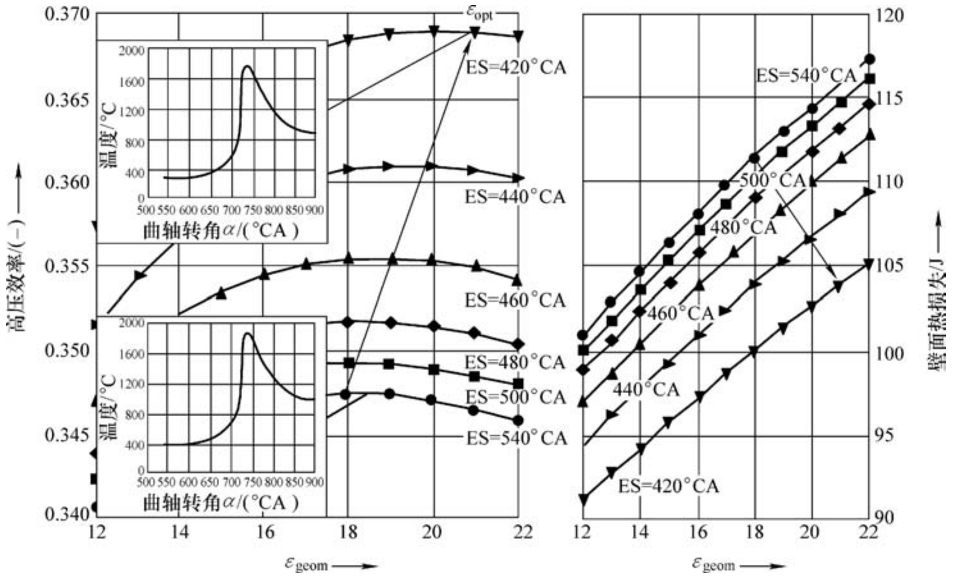


图 2-119　最佳压缩比移动与米勒度的关系（转速 = 2000r/min，残余废气份额 = 17%，λ_A = 0.247，$p_{me,Ref}$ = 2bar，λ = 1，α_{Q50} = 8°CA）

费了提高几何压缩比的潜力，因为由于会达到稳定运转极限而可能既不能稀释混合气又不能提高米勒度，因此米勒循环发动机最佳的压缩比不仅改善了热效率，而且还附加补偿了混合气着火方面的缺陷，所以为了实现高效的米勒循环，在部分负荷时提高压缩比是绝对必要的。图 2-119 表明高压缩比 21 时的气缸温度仍比较低几何压缩比 18 且无进气门早关时低，因而虽然高压效率已较好，但是为了获得高的残余废气相容性，将压缩比提高到超过对于高压过程最佳的压缩比是有利的，然而应弄清楚在爆燃极限范围内如此高的压缩比能达到怎样的程度。

2.5.3　全负荷时进气门早关的潜力

在缩短有效压缩行程因而能在大的膨胀比时降低温度的情况下，采用合适的增压装置能使效率明显提高，当然除了压缩损失之外，必须容忍因涡轮前的压力提高而导致的较大的排气功。图 2-120 示出了一台两级增压汽油机在 p_{me} = 24bar 和 n = 2000r/min 运行工况点时几何压缩比和有效压缩比变化时的模拟计算结果。正如众所周知的那样，在进气门正常关闭的情况下，过大地增大几何压缩比而为防止爆燃需要推迟燃烧会导致燃油耗增加，而在低压缩比情况下，虽然能采用较早的燃烧位置，但是这种优点却被热效率的降低过度抵消了。在这种情况下，最佳的几何压缩比大约为 ε = 10。在借助于米勒循环实现大膨胀比和缩小压缩比情况下的运行条件是较好的。从不同的膨胀比出发，进气门关闭向“早”方向调节直至增压恰好仍能实现规定的负荷，由于有利的燃烧位置而达到所能考虑的燃油耗改善效果。

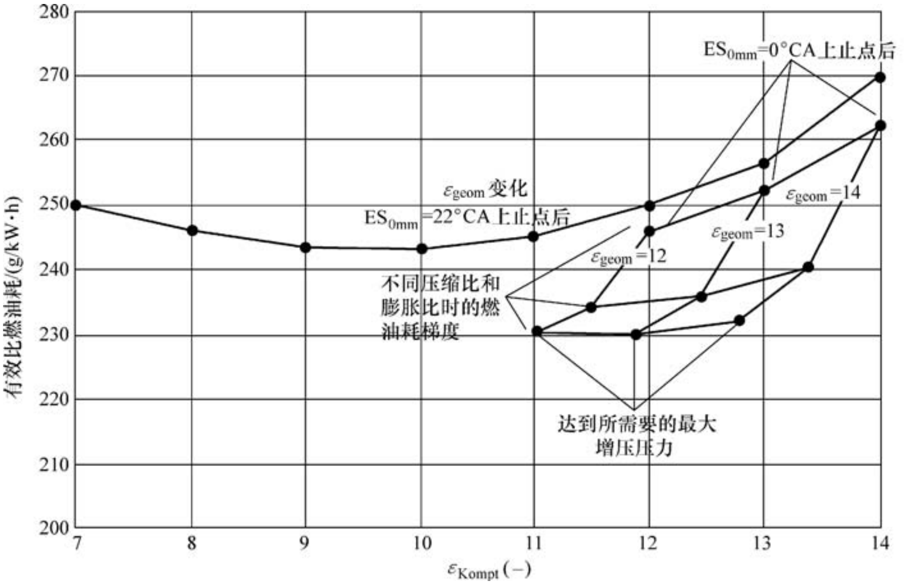


图 2-120 在 $n = 2000\text{r/min}$ 和 $p_{me} = 24\text{bar}$ 运行工况点时几何压缩比和有效压缩比的影响

值得注意的是，在达到大的米勒度的情况下所能获得的好处几乎仍不取决于膨胀比，不过大的膨胀比并无害处。但是，如果增压并不能成功地准备好所需的增压压力，那么就只能采用较小的米勒度。因此，最佳膨胀比和最佳压缩比的选择依赖于增压器的实际工作能力，但是，在可使用的增压压力下，即使采用米勒循环可实现的压缩比仍被限制在 12 ~ 14 范围内。

2.5.4 部分负荷时进气门早关与残余气体消除节流的比较

进气门早关（FES）降低节流损失的潜力随着负荷的降低而减小，同时压缩损失会增大，例如在 $n = 2000\text{r/min}$ 和 $p_{me} = 1\text{bar}$ 的运行工况点，借助于进气门早关换气损失仅降低约 35%。在充量被残余气体稀释的情况下，因进气曲线平行移向较高的压力，节流损失和压缩损失同时减小（见图 2-117 上左图），而残余气体物性在高压过程中又会带来附加的好处，因此残余气体消除节流有利于提高总效率，但是最大可能的残余气体份额受到气缸中着火条件的限制。典型的残余气体率为 25% ~33%，它取决于压缩和燃烧过程，进气门早关时较低的气缸温度会明显降低残余气体的相容性。在米勒度过大的情况下，由于残余气体相容性方面的损失，最终得到的效率会较低，因此在米勒循环与残余气体消除节流相结合的情况下，部分负荷的效率能被调节到最高，所以应绝对避免残余气体相容性方面的缺陷。附加提高压缩比超过图 2-119 所示出的最佳值就能达到这样的目标。通过采用高的残余气体率减少换气损失就能足够补偿降低不多的高压部分效率（图 2-121）。

2.5.5 进气门早关时压缩的可变性

如果平均压力提高到24bar（见图2-120）的话，那么即使气缸充量被强烈地冷却，在最大可能的米勒度情况下最佳压缩比也不会大于$\varepsilon=12\sim14$，但是如此高的平均压力在同时米勒度很大的情况下，对换气和增压压力准备提出了很高的要求，而且可达到的压缩比取决于燃烧过程的抗爆性和热管理特别是充量运动的设计。在增压汽油机以较小的负荷（2000r/min，1 bar）运行时，采用进气门早关（FES）与残余气体消除节流相组合在残余气体份额为23 %时的最佳压缩比为$\varepsilon=20.5$（图2-122），而与之相比采用节气门调节在残余气体份额为30 %时的最佳压缩比为$\varepsilon=15$。由此就会得到明显不同的燃油耗：采用节气门调节为524g/kW·h，而采用米勒方案则为462g/kW·h。在$n=2000$r/min和$p_{me}=2$bar时燃油耗达到331g/kW·h，而平均摩擦压力$p_{mr}\approx0.45$bar时燃油耗可实现300g/kW·h。随着负荷进一步提高到$p_{me}=5$bar，在“全米勒循环”情况下在中等负荷范围内被调节到相当高的压缩比$\varepsilon=15$就会显示出明显的燃油耗优势。

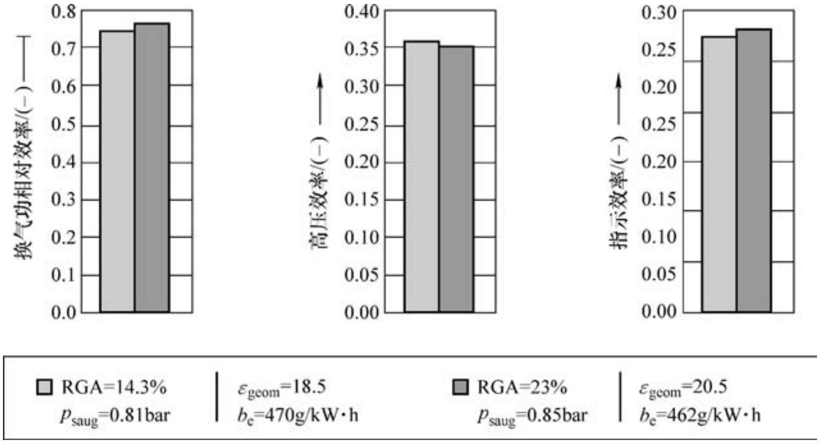


图2-121　在$n=2000$r/min和$p_{me}=1$bar运行工况点米勒循环情况下残余废气份额对换气功相对效率、高压效率和指示效率的影响

综上所述，对于非常低的部分负荷运行工况点，采用米勒循环和残余气体消除节流相结合可达到的高压缩比有时候可超过$\varepsilon=20$，其中尚未考察为实现高残余气体率而采用超高压缩比的效果。根据增压装置的不同，全负荷在$p_{me}=24$bar时仍采用相对较低的压缩比$\varepsilon=12\sim14$，因而在整个负荷范围内压缩比的变化达到7这样相当大的跨度。根据发动机－汽车组合的不同，要决定压缩比到底需要怎样的可变性，针对优化部分负荷燃油耗的汽油机需要进气门关闭能自由选择，并与全可变压缩比相组合。

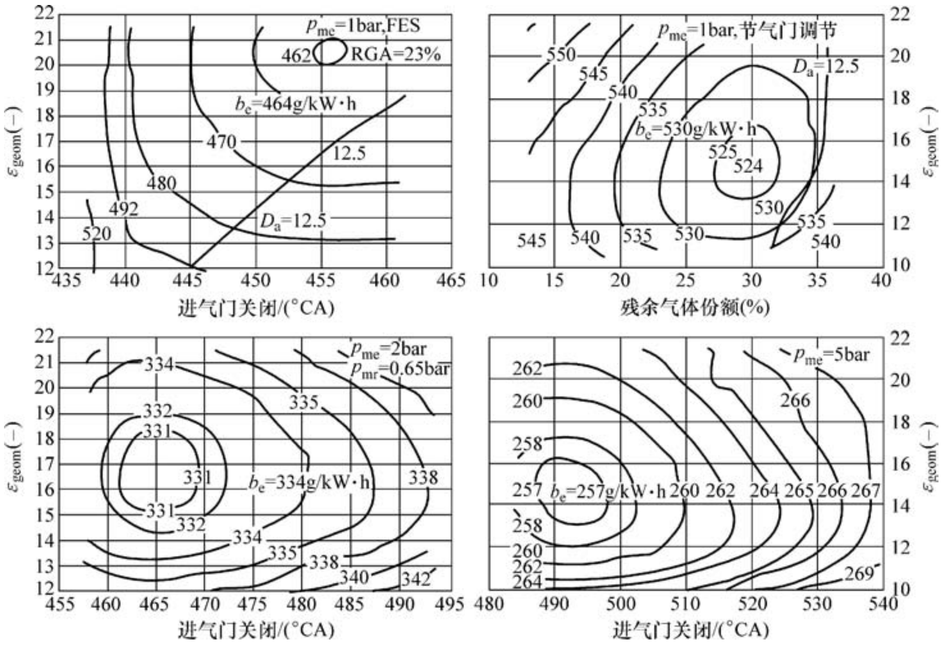


图 2-122　在 n = 2000r/min 部分负荷时采取不同消除节流措施情况下有效比燃油耗与几何压缩比的关系（RGA = 残余气体份额）

2.6　低压直接喷射燃烧过程

汽油缸内直接喷射（GDI）汽车的市场份额越来越高，而且还将进一步增长，其中特别是汽油缸内直接喷射与废气涡轮增压相结合发展得很好，因为这样能够实现高效的发动机小型化。因此，汽油缸内直接喷射技术在乘用车小排量汽油机领域具有特别重要的意义。

虽然改用汽油缸内直接喷射技术能够降低至今小型车领域所使用的进气道喷射汽油机（MPFI = 多点气门口燃油喷射）的 CO_2 排放，但是因成本总会有所增长，缸内直接喷射系统较高的价格压力延缓了其在该领域内的应用，甚至在一定条件下无法予以推广，因此对于价格比较敏感的小排量汽油机而言，必须寻找相应的替代策略，以求降低系统的成本。一种可能性是降低缸内混合气形成的喷油压力，开发成为一种新型的低压直接喷射系统（LPDI），因为喷油泵、喷油器、燃油管、高压油管或燃油共轨是汽油缸内直接喷射系统中相对较昂贵的零部件，而它们的成本至少部分地取决于燃油压力，因此降低喷油压力和成本有助于在小型汽油机上推广这种技术，以此替代当今的进气道喷射汽油机。试验研究结果表明，与传统的进气道喷射汽油机相比，汽油缸内低压直接喷射在燃油耗、废气排放、运行平稳性和性能

改善方面都具有很大的潜力。于是，人们致力于在一种当前批量生产的高压汽油直接喷射系统的基础上，开发出一种降低喷油压力的新型汽油低压直接喷射系统（LPDI）。为了降低成本应尽可能少改变原有的机械零部件，而主要问题是针对燃油耗、废气排放和运行平稳性等方面的要求寻找到可替代的最低的喷油压力，并开发出相应的高效稳定的燃烧过程。

试验研究是在一台批产欧4－1.4L 涡轮增压均质燃烧（$\lambda=1$）直喷式汽油机上进行的，该机采用了进气凸轮轴相位调节器以及侧置式6孔喷油器和最高喷油压力为10MPa 的高压直接喷射。为了评价低压直接喷射（LPDI）燃烧过程的效果，选择了两种用于参照对比的燃烧过程：第一种是上述基本机型上所应用的常规高压直接喷射（HPDI）燃烧过程；第二种是采用 MPFI 进气道喷射燃烧过程的参照对比机型。根据这两种参照对比机型来确定低压直接喷射燃烧过程可接受的废气排放和燃油耗限值。

2.6.1 汽油低压直接喷射特性

在设计汽油低压直接喷射燃烧过程方案之前，必须首先深入了解在喷油压力降低的情况下燃油喷束的性能。因为缸内直喷式汽油机的混合气形成受到由喷射压力所形成的燃油喷束和充量运动输送燃油状况的影响，因此试验研究首先采用常规的批产喷油器，其试验结果用于为计算流体动力学（CFD）模型进行标定以及了解在各种不同喷射压力下的燃油喷束形成过程。

与低喷射压力（约3MPa）相比，在较高喷射压力（约10MPa）下喷束及其与周围空气之间较高的相对速度导致了较好的燃油雾化及其较快的蒸发，而低压喷射的特征是在靠近喷油嘴的范围内形成明显的液态燃油核心、喷束前端较大的油滴以及降低的喷束贯穿度。在缸内直喷式汽油机上，燃油喷射与充量运动之间必须相互匹配，以便达到良好的混合气形成和避免形成炭烟，而燃烧过程的匹配程度基本上取决于喷束形态、气道和活塞顶燃烧室凹坑几何形状等方面的调整，因此燃油喷射与充量运动之间的相互作用是低压直接喷射混合气形成品质的决定性因素。

同样，喷油器的关闭特性与喷射压力有关。试验所用的批产喷油器是为约10MPa 的喷射压力设计的，在低喷射压力下喷油器的关闭特性会发生变化，喷油嘴针阀也许会关闭得较为缓慢，从而产生较大和较缓慢的油滴（图2-123，见彩插），它们会对混合气形成产生不利的影响。

在减小喷孔直径、改善关闭特性以及提高充量运动和燃烧室中的扰动的同时增加喷孔数目是一种可行的改善措施。这方面的改进研究过程在这里不再详尽地介绍，仅以一种在喷油器关闭特性方面显示出明显较好试验效果的最佳低压缸内直接喷射喷油器进行以下内容的讨论。

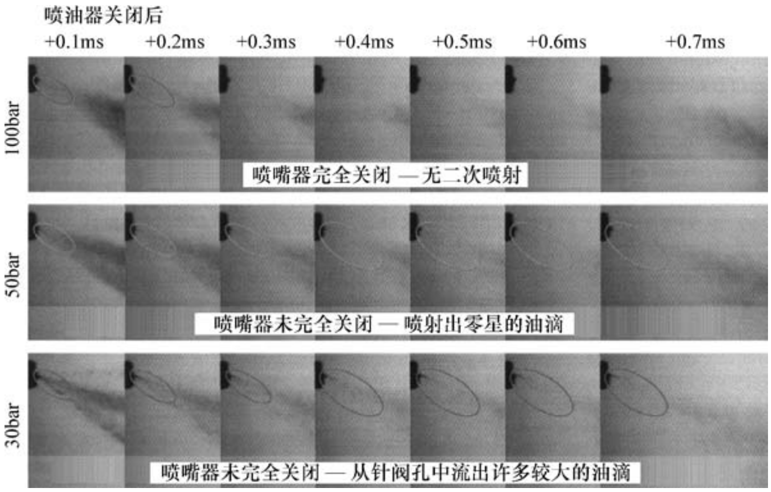


图2-123 不同喷射压力下的喷油器关闭特性

2.6.2 燃烧过程的评价方法和预设计

由于许多参数影响混合气的形成，因此缸内直接喷射系统的设计是非常复杂的。为了了解缸内低压直接喷射燃烧过程及其特性，首先进行详尽的三维CFD模拟计算，在3种运行工况点［转速2000r/min和平均有效压力（BMEP）0.2MPa；转速2500r/min和平均有效压力1.0MPa；转速5000r/min和平均有效压力1.0MPa］对诸如活塞顶燃烧室凹坑几何形状、喷束形态和喷射压力等各种参数进行研究，此外还考察了几个全负荷运行工况点。然后，根据由常规批产部件产生的喷油压力的影响，借助于三维CFD模拟计算为低压直接喷射开发各种不同的喷束形态，然后再进一步进行活塞顶燃烧室凹坑几何形状的匹配试验和优化。

为了评价CFD模拟计算的结果，确定以下的评价方法规范：

1）根据三维混合气分布图像主观评价点火时刻（ZZP）混合气形成的品质。

2）根据点火时刻（ZZP）火花塞周围的过量空气系数评价对燃烧可靠性、废气排放和运行稳定性的影响。

3）根据点火时刻（ZZP）未蒸发燃油和充量的不均匀性评价对废气排放、炭烟和燃油耗的影响。

4）根据气缸套壁面油膜当量系数，评价对机油稀释、炭烟和HC排放的影响。

5）根据活塞顶面油膜当量系数，评价对炭烟和HC排放的影响。

6）将喷油器范围内的燃油滴作为影响喷油嘴结焦和废气排放的另一个主观评价标准。

此外，还应特别注意燃油润湿气缸壁面和活塞顶面的现象，因为这是引起炭烟和机油稀释的两个重要原因。根据这些评价规范，为在发动机试验台架上进行的试

验研究选择具有最大潜力的配置。

首先借助于三维 CFD 模拟计算进行低压直接喷射燃烧过程的预设计。低压喷油器的喷束形态以批产喷油器保持喷孔直径不变为基础来进行设计，其目标是单个喷束在燃烧室中的位置应使燃油在气缸内获得均匀的分布。批产喷油器的喷束形态是如下进行设计的：即使在活塞上止点附近位置开始喷油时，也应保持燃油尽量少与活塞顶面接触。这样的喷束形态在高喷射压力情况下能够获得良好的混合气形成，而在喷油压力降低（较长的喷油持续时间）的情况下，采用现有的这种喷束形态是不可能使燃油分布在燃烧室内所希望的部位的，结果就会形成不均匀的燃油分布（图 2-124，见彩插）。

在降低喷射压力的情况下，批产喷油器的 3 种喷束都碰到了气缸套壁面，燃油与气缸壁面接触的增多会导致废气排放和燃油耗的增加以及更多的机油稀释。除此之外，批产喷油器的两种喷束还会碰到进气门，在高压和低压喷射情况下都会出现这种现象。但是，在高压喷射情况下燃油碰壁现象对混合气形成的影响较小，而在降低喷射压力的情况下对混合气形成就会产生较大的不利影响。

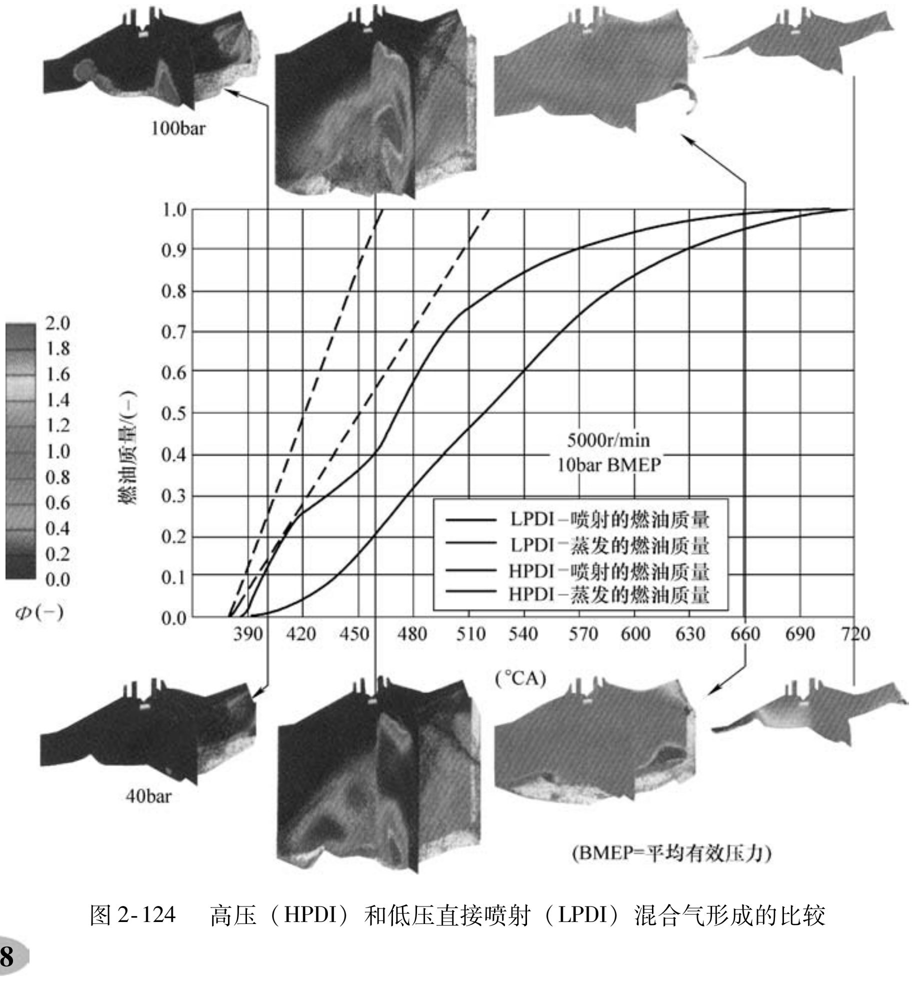


图 2-124　高压（HPDI）和低压直接喷射（LPDI）混合气形成的比较

燃油喷束的一种新的几何位置带来了改善效果，即喷束进一步向下倾斜，以便减少喷束在很长的喷油持续时间快结束的时候与气缸壁面的接触（图 2-125，见彩插）。另一个有利效果是在充量具有较高扰动（高负荷和高转速）的运行工况下，喷束能够更好地被卷入滚流之中。当然，因受喷油压力降低的限制，采取这些措施并非能够完全避免较大的油滴被携带到气缸壁面上，但是为此而修改进气道会带来有利的效果。除此之外，通过上述修改避免了燃油喷束与进气门接触，而此时进气门下方向上的气流运动有助于燃油的蒸发。

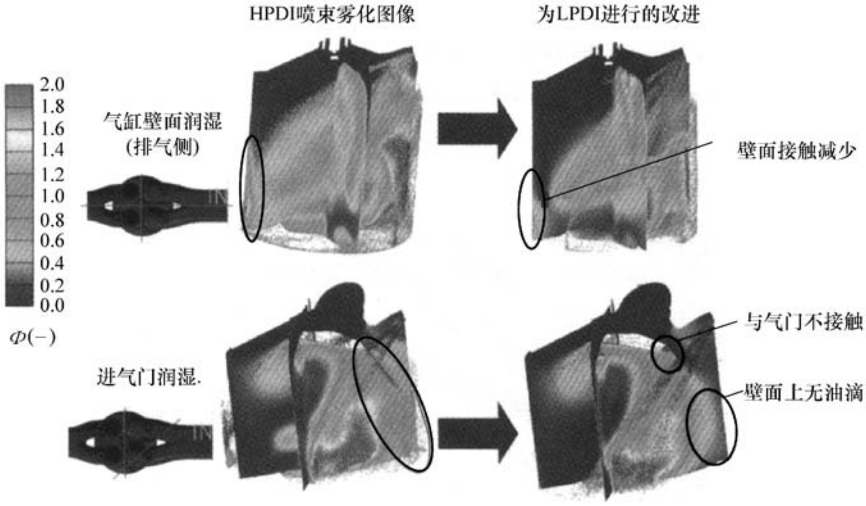


图 2-125 为低压直接喷射修改的喷束形态及其效果

试验研究表明，在低喷射压力下充量运动对混合气形成具有重要的影响，而喷束 - 壁面之间的相互作用仅起到很小的效果。为了改善燃油输送和充量运动，借助于三维 CFD 模拟计算研究了各种不同的活塞顶燃烧室凹坑方案。总的来说，喷束形态对燃烧过程的影响明显要比活塞顶燃烧室凹坑几何形状来得大，但是后者会影响到某些特殊的运行状态，例如催化转化器加热（均质多次喷射）或者“高怠速”，而对高负荷和高转速运行工况点的效果较小。

当然，进气道与活塞顶燃烧室凹坑几何形状之间相互同步的调整具有改善喷油压力降低情况下混合气形成的潜力。但是，在运用批产进气道几何形状的情况下，批产活塞顶燃烧室几何形状在所有试验方案中显示出最好的试验结果。

2.6.3 废气排放和燃油耗特性

所进行的试验研究用于验证 CFD 模拟计算结果。这些试验包括：一是采用常规的发动机硬件和未经修改的零部件（侧置式 6 孔喷油器、常规的高压燃油泵和批产气缸盖）进行的试验；二是用经修改的零部件和批产用参数以及匹配好的标

定参数——喷油始点（SOI）、进气凸轮轴（ENW）相位调节器和点火时刻进行试验。

按照规定的规范进行评价，将各个经修改的零部件和经标定的 CFD 模拟计算结果示于图 2-126（见彩插），对高压和低压直接喷射的优缺点进行比较。从图中所示可以看到，无论是高压直接喷射（HPDI）还是低压直接喷射（LPDI）在转速 2500r/min 和平均有效压力 1MPa 运行工况点都出现了明显的活塞润湿现象。

边界条件						试验结果				
转速	平均有效压力	喷射压力系统	喷油器	活塞	标定	三维CFD模拟计算结果均匀性（主观评价）	点火时刻火花塞周围过量空气系数	点火时刻未燃燃油	气缸壁面油膜系数	活塞顶面油膜系数
r/min	MPa	–	–	–	–	–	–	%喷射油量	–	–
2000	0.2	高压直接喷射	批产状态	批产状态	批产状态	均匀，零星油滴	0.69	0.11	2.63	1.64
2500	1					非常不均匀，进气侧有许多油滴	1.29	0.82	7.65	5.50
5000	1					均匀，零星油滴	0.91	0.02	7.13	2.14
2000	0.2	低压直接喷射	已修改	批产状态	已修改	均匀，零星油滴	0.79	0.14	5.01	2.29
2500	1					均匀，进气侧有油滴	1.02	0.51	6.43	4.09
5000	1					均匀，进排气门侧有油滴	1.08	0.74	4.16	2.03

已修改

良好
适当
不良

图 2-126　三维 CFD 模拟计算结果表格

在转速 2000r/min 和平均有效压力 0.2MPa 以及转速 5000r/min 和平均有效压力 1MPa 两个运行工况点上进行试验，比较 LPDI 和 HPDI 两种零部件方案在各自批产状态最佳标定参数下运行的废气排放性能和燃油耗。三维 CFD 模拟计算结果（图 2-126，见彩插）表明，气缸和活塞顶壁面的油膜增多会使 HC 和炭烟排放增加，在试验中证实了这种趋势。使用样品喷油器（即按低压直接喷射要求修改的喷油器）与批产活塞的组合，在 4MPa 喷射压力和匹配的标定参数情况下达到了相同或稍差的 HC 排放。匹配的进气凸轮轴相位（ENW）（针对提高的残余废气量调整）是改善 NO_x 排放的重要原因，这无论对于高压喷射还是低压喷射都是必需的（图 2-127，见彩插），而喷油始点（SOI）的匹配则可降低 CO 排放。

在热机（冷却液温度 95℃）和低负荷情况下，炭烟显示出相同或仅仅稍差的结果，而在冷机（冷却液温度 40℃）和较高负荷下，若喷油压力低于 2～3MPa，则炭烟排放会增加。

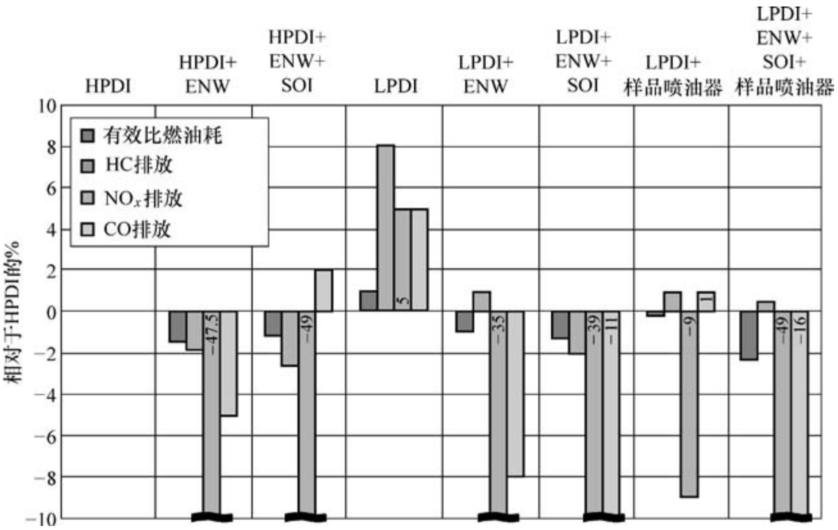


图2-127 转速2000r/min和平均有效压力0.2MPa运行工况的试验结果

所有的变化通过修改进气凸轮轴相位调节和较早的喷油始点（SOI）都能使燃油耗值得到改善。样品喷油器与匹配的标定参数相结合的指示比燃油耗（ISFC）能够达到批产发动机的水平，因为在低喷射压力情况下高压燃油泵消耗的驱动功率较少，能够获得较高的机械效率，因此LPDI能够达到比HPDI好的有效比燃油耗（BSFC）。

喷射压力的降低不仅具有改善机械效率的效果，同时也会产生不利的影响。随着喷射压力水平的降低，所需的泵油功（燃油泵的摩擦平均有效压力）减少（图2-128，见彩插），但是喷油持续期延长，喷油器将需要消耗更多的电能，而总的效果是有利的，其中无论是HPDI还是LPDI，高压燃油泵都利用了压力调节（在几个参照基准运行工况点使用了油量可调式高压燃油泵，得到的结果是相同的）。对按明显较高的喷射压力设计的高压燃油泵进行优化，能够在有效燃油耗方面获得附加的好处，同样专用的低压喷油器因仅需较低的电压和电流而蕴藏着进一步提高效率的潜力。

在转速5000r/min和平均有效压力1MPa运行工况下，批产HPDI发动机的指示燃油耗值要比喷射压力降低方案的低（图2-129，见彩插）。若修改标定参数因具有较高的机械效率（泵油功减少的结果），则LPDI的有效比燃油耗（BSFC）与批产HPDI发动机相同。当然，降低喷射压力会使高负荷和高转速下的HC和NO_x排放明显提高，这适合于所有的硬件方案，即使标定重新修改也是如此。但是，CO排放总是能降低的。

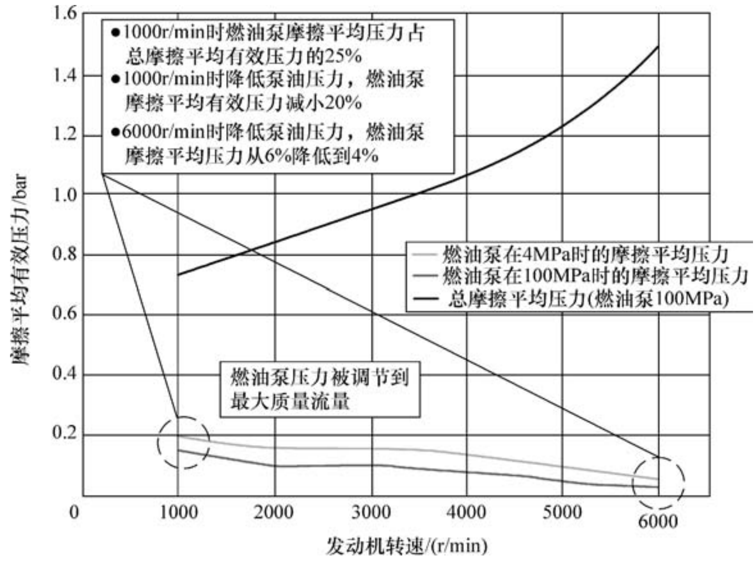


图 2-128　总的摩擦平均有效压力（FMEP）和燃油泵在高压和低压喷射时的摩擦平均运行压力

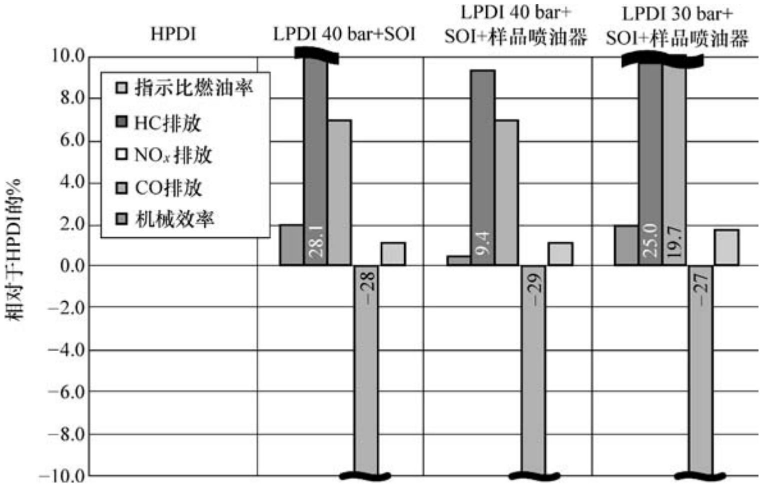


图 2-129　转速 5000r/min 和平均有效压力 1MPa 时的试验结果

2.6.4　机油稀释的评估

机油稀释到一定程度会伤害发动机。在发动机转速 2500r/min 和平均有效压力 0.5MPa 运行工况下，分别在冷机状态（冷却液温度 40℃）和热机状态（冷却液温度 95℃）试验喷射压力对机油稀释的影响。为此，对批产标定状态、高压和低压喷射 3 种不同的方案进行试验，试验时间各为 3h，按照每种状态提取机油进行燃

油含量和黏度的分析。在热机状态下运行3h后，机油中的燃油体积含量为0.3%，喷射压力对机油稀释没有明显的影响。经过3h冷机运行后，批产发动机机油明显被稀释，机油中的燃油体积含量达到4%，而当喷射压力降低55%时机油中的燃油体积含量提高到6.5%。在使用样品喷油器情况下，低压直接喷射也达到了批产发动机的机油稀释程度。图2-130示出了实测的机油稀释梯度（%/h）和三维CFD模拟计算得到的壁面油膜系数的比较。

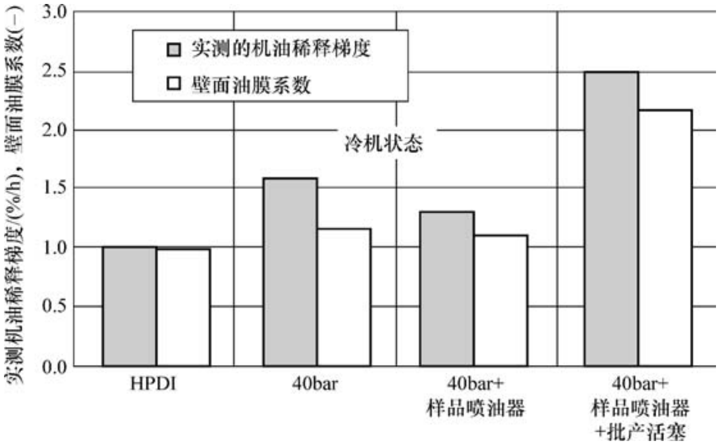


图2-130 机油稀释梯度（实测）与壁面油膜系数（模拟计算）的比较

综上所述，出于燃油耗的原因，较小的车型等级变得越来越重要，这主要取决于高效低成本的动力装置。同时，高效发动机技术绝大多数被用于中高档车型，因成本较高难于推广到较小的车型等级上。为了在降低高压喷射系统成本的同时能够利用直接喷射的潜力，致力于为缸内直喷式汽油机开发一种低压直接喷射系统。降低汽油喷射压力不仅具有有利的效果，而且也带来了不利的影响：一方面由此能够提高机械效率，并降低燃油喷射系统的成本，另一方面也对混合气形成和废气排放产生了不利的影响。

这里所介绍的这种低压直接喷射系统是以常规的缸内直接喷射燃烧过程的机械零部件为基础开发而成的，其开发工作依托三维CFD模拟计算以及相关的基本型发动机和新的燃烧过程的试验研究。试验研究结果表明，与传统的MPFI进气道喷射汽油机相比，运用低压直接喷射降低了发动机废气排放和燃油耗，并提高了发动机运行平稳性。概括起来以下几方面在低压直接喷射系统开发中显得特别重要：

1）喷油器设计。

2）喷孔直径和燃油喷束形态。

3）高的充量运动。

“可接受”的喷射压力降低主要受到负荷和温度的影响，特别是在较高负荷下

的燃油耗和 HC 排放要比高压喷射差，而喷射压力降低到 2 ~ 3MPa 几乎并不会影响炭烟排放，但是若喷射压力低于这个水平，则炭烟排放将会大大增加。通过提高基本型发动机缸内充量的扰动水平，即使在低喷射压力下燃烧稳定性也能保持在良好的水平上。

在低喷射压力情况下，改善燃油喷束形态（样品喷油器）呈现出最好的结果，而改变活塞顶燃烧室凹坑几何形状并没获得进一步的改善效果，但是三维 CFD 模拟计算表明，进气道与活塞顶燃烧室凹坑一起同步进行匹配调整却能带来进一步的改善潜力。图 2-131 示出了 LPDI 系统最终的喷射压力水平，图 2-132 示出了根据其喷射压力曲线经过匹配标定后低压直接喷射（LPDI）缸内直喷式汽油机在整个特性曲线场范围内废气排放（CO、HC 和 NO_x）和有效比燃油耗（BSFC）目前试验研究所处的状况。可接受的喷射压力水平取决于发动机负荷和转速。发动机冷机运行时，所需的喷射压力高于 0.5MPa，以防止废气排放增加和机油稀释加重。这些试验结果是在配备样品喷油器与批产活塞和最佳标定参数基础上得到的。

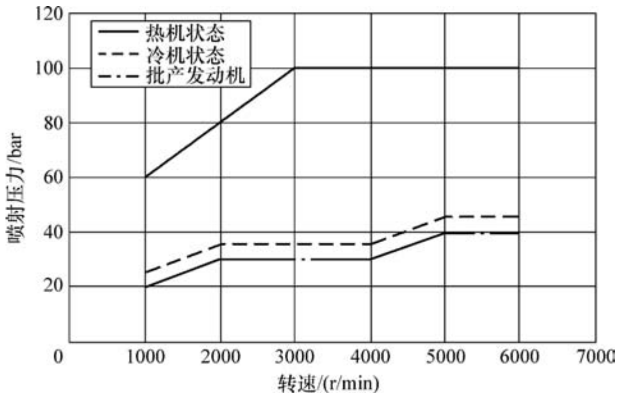


图 2-131　LPDI 喷油系统的压力

由于低喷射压力时燃油雾化效果变差，强烈的充量运动和较高的扰动水平对于获得满意的混合气形成而言是必需的，这样的条件在所试验的基本型发动机上已具备，而如通常在非增压 MPFI 进气道喷射汽油机上那样较低的扰动水平会使燃油耗和废气排放恶化。

试验结果表明，与 MPFI 进气道喷射汽油机相比，低压缸内直喷式汽油机在燃油耗、废气排放和功率方面具有优势，同时在成本上也比高压直接喷射有利。这些优点再加上良好的加速响应性能和运行策略选择（如催化转化器加热）以及出色的增压可能性，为未来小型发动机和发动机小型化提供了一个令人感兴趣的技术方案，当然其存在的某些不足之处尚待进一步改进和完善，随着现代缸内直接喷射技术的不断发展，这种低压直接喷射技术也必将更具吸引力。

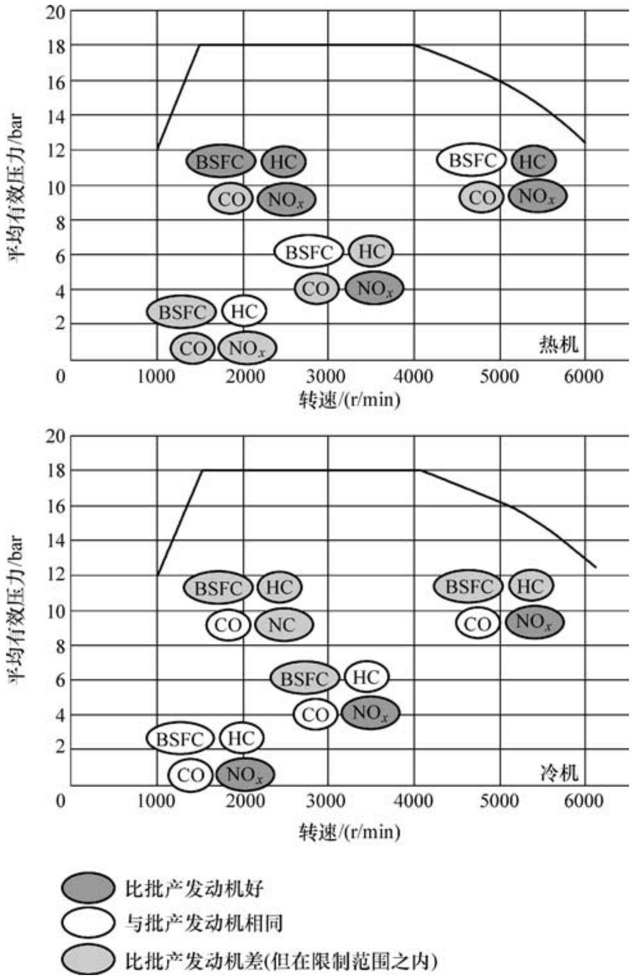


图 2-132　LPDI 试验结果

第3章 子系统开发

3.1 系统概述

燃烧系统的设计与进气系统、燃油喷射系统、点火系统、废气后处理系统和发动机电子控制系统等子系统一起构成了现代缸内直喷式汽油机的核心技术，而先进的电控燃油喷射系统是发动机能在不同模式下运行并在分层燃烧与均质燃烧之间平顺转换的基础。为了使发动机能够实现这两种运行方式（图3-1），对发动机控制提出了以下两个要求：

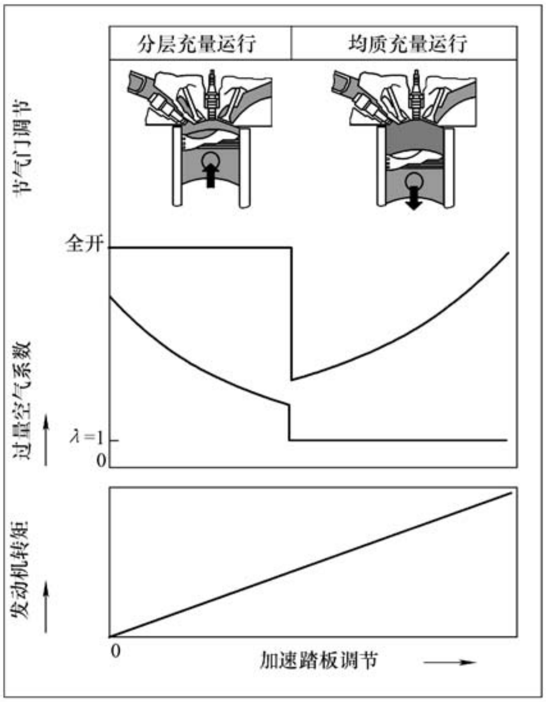


图3-1　缸内直喷式汽油机的运行方式

1）喷油始点必须能够根据发动机运行工况在压缩行程期间的较晚喷油始点和在进气行程期间的较早喷油始点之间调节。

2）必须将进气量调节与加速踏板调节（负荷调节）分开，以便能够在低负荷工况时节气门全开实现发动机无节流运行，而在高负荷工况时又能用节气门来调节进气空气量。

同时，只有使燃油的压力产生过程与喷油计量过程完全脱钩（例如共轨蓄压式喷油系统）并采用电子控制技术，才可能达到为此所必需的调节范围（例如喷油正时在进气行程至压缩行程如此大范围内的变动）和调节速度。

图 3-2 是现代缸内直喷式汽油机典型的系统布置示意图，主要有进气系统、燃油喷射系统、点火系统、排气后处理系统和电子控制系统等五大子系统，所用的传感器和执行部件大体上与进气道喷射汽油机相似，但为适应缸内直喷式汽油机工作原理的特点而有所不同。图中示出了 Bosch 公司 Motronic MED7 电控汽油缸内直接喷射系统的主要部件，这是一种共轨蓄压式喷油系统，因此燃油能够按电控单元的指令在任何时刻以所需要的压力由电控喷油器精确计量并直接喷入气缸，而所要求的发动机输出转矩值（即负荷大小）则是由驾驶人根据行驶需要踩下或松开加速踏板模块，通过其中的加速踏板位置传感器发出的电信号通知电控单元来调节喷油量而实现的（即所谓的转矩控制方式，将在“3.7 节电子控制系统”中予以介绍）。进气空气质量可由电子节气门（EGAS）自由调节，并应用热膜空气质量流量计来精确测量气缸吸入的空气质量，而混合气控制则由一个连续变化式宽带氧传感器来实现，用于进行 $\lambda=1$ 的均质运行或分层稀薄运行调节以及吸附式降 NO_x 催化转化器再生的精确控制。为了降低发动机的 NO_x 原始排放，应尽可能采用高的废气再循环（EGR）率，因此在热力循环中废气再循环的精确调节是特别重要的，它采用一个进气管压力传感器来进行废气再循环的测量。

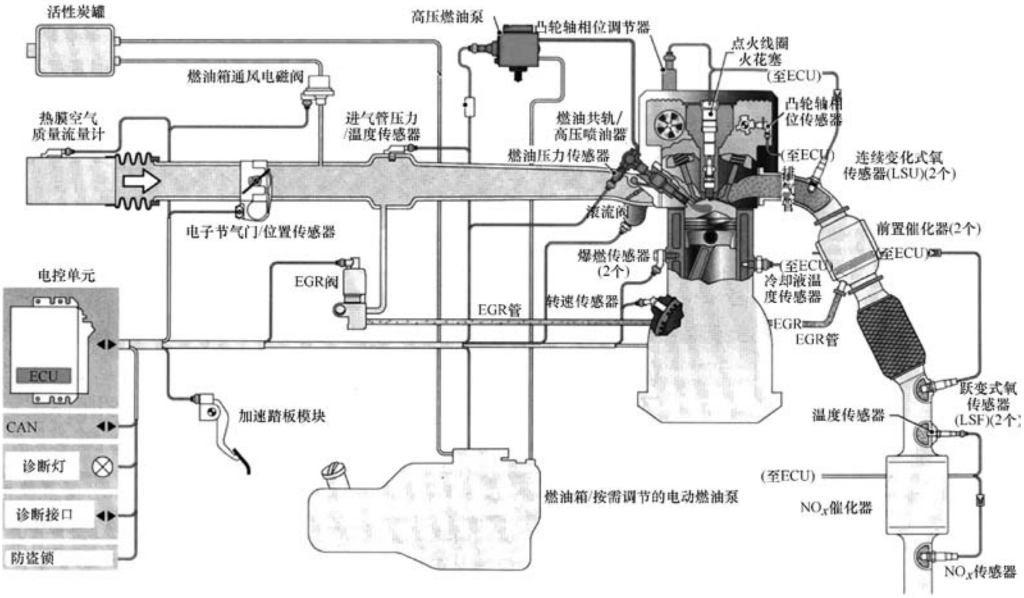


图 3-2　缸内直喷式汽油机系统布置图

3.2 进气系统开发

从图 3-2 可清楚地看到，现代缸内直喷式汽油机的进气系统包括热膜空气质量流量计、电子节气门（EGAS）、进气管压力传感器、废气再循环（EGR）阀和进气滚流阀（或涡流阀）等。其中前 4 种部件早已在电控进气道喷射汽油机上被人们所熟悉而无须赘述，而在“2.2 节缸内充量运动”中已详细介绍了缸内充量运动的测量方法及其影响因素以及缸内充量运动对工作过程和循环波动的影响，在此仅从结构设计角度重点介绍现代缸内直喷式汽油机所应用的进气滚流阀和涡流阀的开发。

现代缸内直喷式汽油机应用的进气空气运动方式有两种：进气滚流和进气涡流。发动机的基本结构对于气体流动方案的选择起着决定性的作用。在四气门汽油机上，若气门夹角较大，则大多采用滚流支持的直喷式燃烧过程比较有利，而气门夹角较小时则采用涡流支持的直喷式燃烧过程。对于两气门汽油机而言，则大多选择涡流支持的直喷式燃烧过程。总而言之，需视燃烧系统（喷油器、进气道和火花塞）的布置方式以及燃烧过程的组织如何有利于协调三者之间的相互配合来选择。充量运动的主要任务不仅要在宏观范围内支持混合气的输送和充量的分层，而且还要在微观油雾油滴数量和尺度方面使充量均质化。这可以通过将进气形成的充量运动维持到上止点后，或者晚些时候转化成局部的扰动来实现，使得气缸中所有的混合气都能充分混合而完全燃烧，避免形成像柴油机那样的炭烟和颗粒排放。例如：图 2-61 右图所示的 FEV 滚流燃烧过程在分层充量运行时所采用的可变充量滚流运动，可使得在稀薄分层混合气运转的特性曲线场范围内的烟度平均为 0.2 博世烟度单位，最高不会超过 0.5 博世烟度单位，这相当于众所周知的传统进气道喷射汽油机的水平。

3.2.1 进气滚流调节阀

现代缸内直喷式汽油机所应用的进气滚流是进气空气通过进气道的导向而在气缸中形成的绕垂直于气缸中心线的轴线旋转的充量运动。根据滚流形成的方式及其气流旋转方向又可细分为与燃油喷射方向相同的正向滚流（见图 2-56）以及与燃油喷射方向相反的逆向滚流（或反向滚流）（图 3-3）两种。

图 3-3 所示的是法国 PSA－HPi－2.0L 直喷式汽油机壁面引导式燃烧过程所应用的直立式进气道及其逆向滚流。这种逆向滚流通常由直立式进气道产生，进气空气直接沿着进气门同侧的气缸壁面进入气缸而形成从排气门向进气门旋转的充量运动，流动顺畅，具有较高的流量系数。例如日本三菱汽车公司首款 GDI 直喷式汽油机（1.8L－4G93 型）的直立式进气道能在保持流量系数比传统进气道喷射汽油机水平进气道高 10% 的同时获得强烈的反向滚流，其滚流比（即滚流的旋转速度

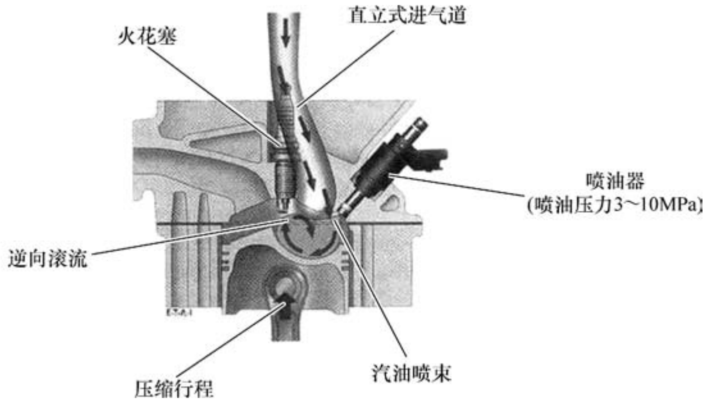


图 3-3　PSA－HPi－2.0L 直喷式汽油机壁面引导式燃烧过程的逆向滚流

与发动机转速之比）最高可达到 1.8，从而改善了发动机最高转速范围内的动力性能。同时，这种进气道布置形式也有利于为在气缸盖上布置喷油器准备空间，但是这种从气缸盖顶部进气的直立式进气道会使发动机的总体高度略有增加。

正向滚流的进气道则大多倾斜布置在气缸盖的一侧，而喷油器布置在其下方，进气空气形成从进气门向排气门旋转的充量运动。图 3-4 示出了奥迪 A3 轿车 2.0L－FSI 直喷式汽油机应用这种进气道和滚流阀的布置情况，此时火花塞就可以对称地布置在气缸中央，对燃烧过程十分有利。通常在气缸盖滚流进气道中设置一块滚流隔板，将进气道按 40∶60 的比例分隔成上下两部分（图 3-5），在其下半部进气道口设有滚流阀。在部分负荷时随着滚流阀的关闭，进气空气越来越多地通过上半部进气道进入气缸，在气缸中形成的滚流强度增强，以此来帮助混合气的形成和控制充量的分层，而在高负荷工况以均质混合气运行时滚流阀完全打开，以充分利用进气道的流通能力。进气道中的滚流隔板可以采用预先将隔板与进气道泥芯一起定位在铸型中铸入，在要求较高的场合也可以如图 3-5 左图所示的奥迪 A3 轿车 2.0L－FSI 直喷式汽油机那样，在进气道采用

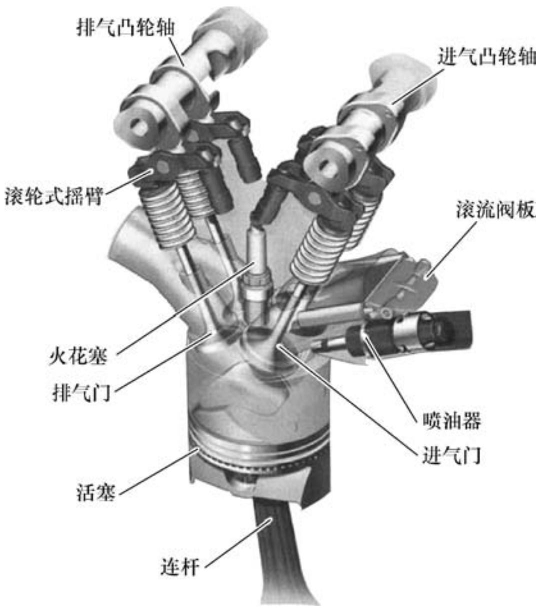


图 3-4　奥迪 A3 轿车 2.0L－FSI 直喷式汽油机进气道及其滚流阀在气缸盖上的布置

可控仿形铣刀进行加工的同时在进气道中铣出插入滚流隔板的槽。这种加工形成的进气道和插入的滚流隔板的流量系数（图 3-5 右图中实线）要比进气道喷射（MPI）汽油机（图 3-5 右图中虚线）高 10%。

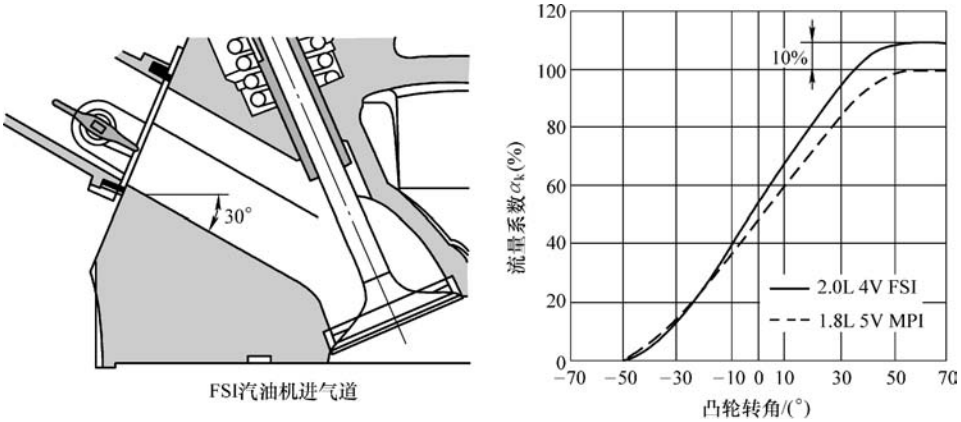


图 3-5　奥迪 A3 轿车 2.0L－FSI 直喷式汽油机滚流进气道的几何形状及其流量系数

通常，滚流阀及其操纵装置组合成一个组件，连接在气缸盖进气道侧。图 3-6 所示的是大众 Lupo 轿车 1.4L－FSI 直喷式汽油机的滚流阀组件。各缸的滚流阀用螺钉安装在同一根轴上，由一个安装在进气管侧面的由电磁阀控制的真空膜盒通过杠杆机构来操纵，其功能只局限于滚流阀纯粹的开/关控制，而真空膜盒通过电磁阀从进气管上的一个单独的真空罐中获得所需的真空。由于在分层充气运行时可利用的真空度平均只有 0.01～0.015MPa，因此在日常使用和车辆维修中必须重视系统的密封性，以避免因真空度不足甚至无真空度而使分层充气运转中断，因小疏忽而酿成大故障。在滚流阀轴端还装有一个位置传感器，将滚流阀的位置反馈给电控单元，实现反馈控制，因为滚流阀的位置对均质燃烧运行时的最佳点火正时有重大影响，而在有 EGR 的均质燃烧工况下，关闭滚流阀加大滚流强度能明显提高燃烧

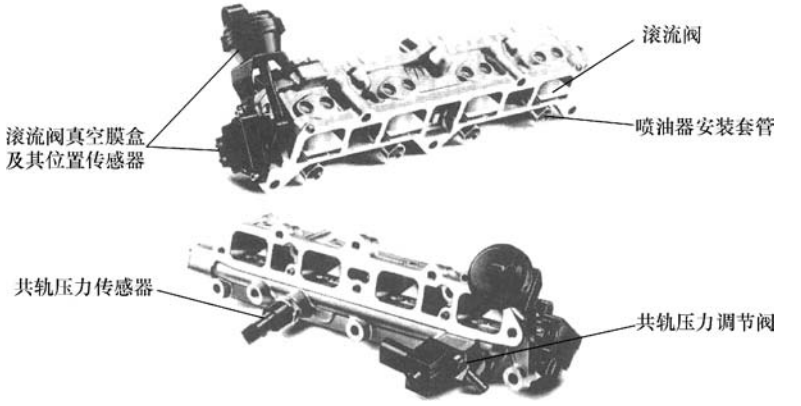


图 3-6　大众 Lupo 轿车 1.4L－FSI 直喷式汽油机的滚流阀组件

稳定性。为了提高滚流强度的控制精度，现代缸内直喷式汽油机越来越多地应用伺服电动机或电磁执行器来操纵滚流阀，使其能够根据工况变化的需要无级连续地改变其开度，从而获得更为合适的滚流强度。

3.2.2　进气涡流调节阀

现代缸内直喷式汽油机所应用的进气涡流是进气空气通过进气道的导向而在气缸中形成绕气缸轴线旋转的充量运动，类似于直喷式柴油机中的情况。这种进气涡流既适合于分层混合气形成，例如丰田公司直喷式汽油机（见“5.2 节丰田涡流 - 壁面蒸发分层燃烧直喷式汽油机”），也是均质混合气形成所需要的，例如 Fiat - GM - Opel 动力总成公司在 2.2L - Ecotec 进气道喷射汽油机的基础上推出的该公司首款 2.2L - Direct Ecotec 直喷式汽油机采用均质混合气运行，每缸具有两个完全分开的进气道：切向进气道（也可采用螺旋气道）和充气进气道（图 3-7），在充气进气道中装有涡流调节阀，在部分负荷工况时由伺服电动机通过杠杆机构能将充气气道连续关小直至完全关闭，越来越多的进气空气通过切向进气道（或螺旋进气道）进入气缸，从而提高涡流强度（图 3-8），以提高充量均质化，并有利于提高发动机对 EGR 的相容性。全负荷工况时涡流调节阀完全打开，以充分利用充气进气道的流通能力来改善空气供应获得高功率，此时得到与进气道喷射汽油机相同的空气流动特性（图 3-8）。

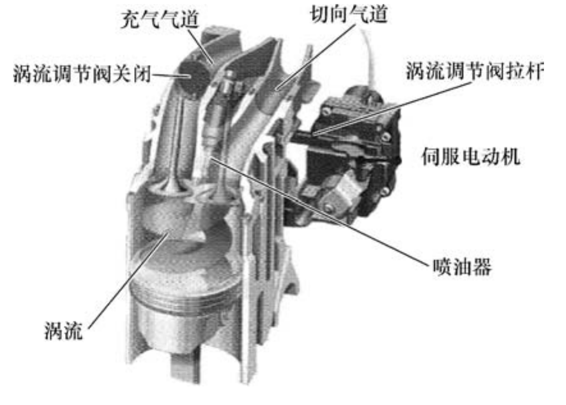


图 3-7　缸内直喷式汽油机的进气涡流及其涡流调节阀

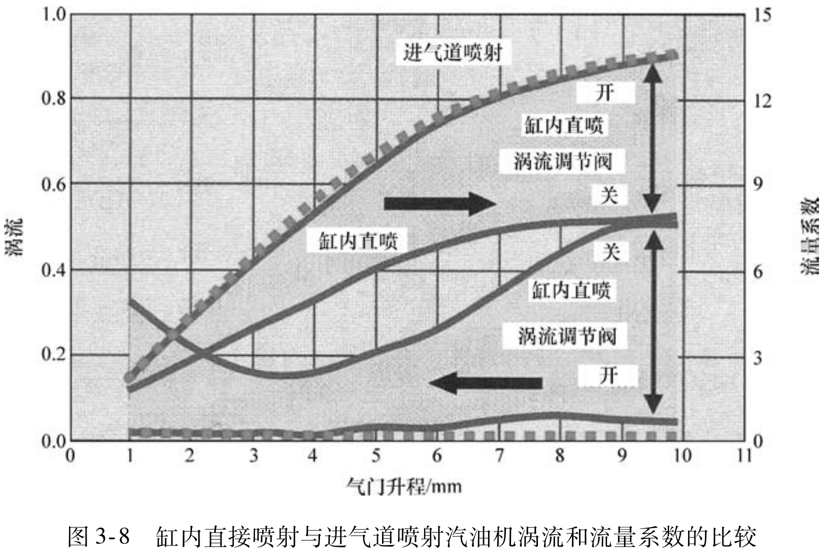


图 3-8　缸内直接喷射与进气道喷射汽油机涡流和流量系数的比较

3.2.3 可变进气管

众所周知，汽油机往往采用可变长度进气管利用空气动力学效应来提高充气效率改善动力性能，不仅通常被用于提高发动机的全负荷性能，而且可以在一定程度上降低受爆燃限制的部分负荷工况燃油耗。由于进气管中的压力波以恒定的声速传播，因而最佳的进气管长度与发动机转速成反比。为了在宽广的转速范围内都能获得良好的充气效率，必须在整个发动机特性曲线场范围内优化进气管设计，其中应考虑到一些特性参数例如充气系数以及注意到长进气管传热对发生爆燃现象的影响，而且还必须将长进气管消除节流的作用列入考虑范围，并注意到相关配气正时对残余废气份额和残余废气相容性的影响。在部分负荷和全负荷工况范围内，对进气管几何形状和长度及其与配气正时的匹配潜力可用仿真模拟方法进行评估，以优化选择获得最佳方案。根据新欧洲行驶循环（NEDC）中的运行工况频率分布确定17 个稳态负荷点，除了发动机的超速和起动/停车工况之外，15 个相关转速与负荷组合的工况点（见下面图 3-9、图 3-11 和图 3-12 中的圆点）用于确定调整进气管长度。

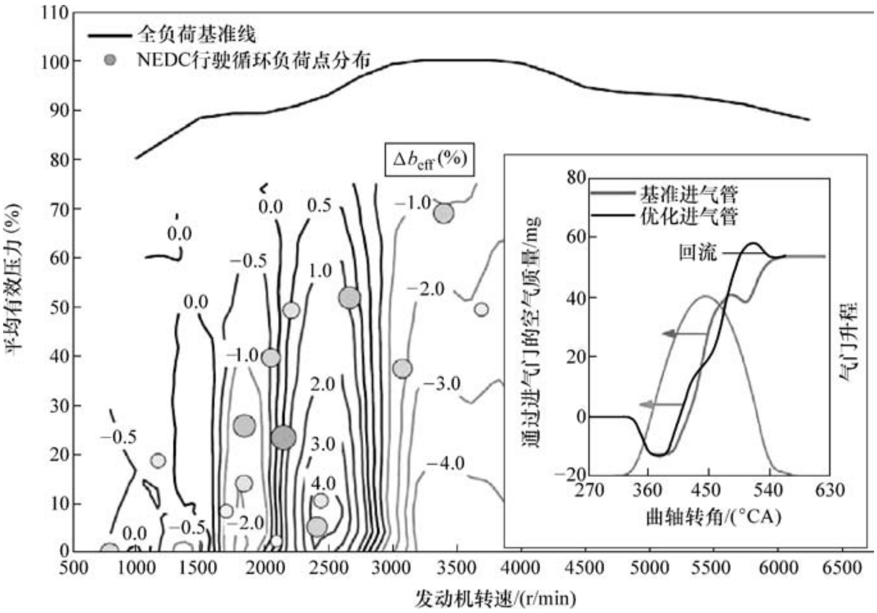


图 3-9 优化进气管长度的节油潜力

与全负荷类似，部分负荷的进气管设计基础是利用与转速相关的压力波动力学效应，其目的并非是增加气缸充气量，而主要是为了提高进气管压力，因为在进气门关闭时产生的负压力波会使燃烧室中的新鲜充量回流（图 3-9 右图），因而为了获得所期望的气缸充气量，必须相应提高进气管压力，同时较早地达到进气质量流

量重心，这两种效应都有利于减小节流和提高发动机效率。图 3-9 左图示出了为上述 15 个部分负荷运行工况点优化长度的进气管降低有效燃油耗（Δb_{eff}）与基准进气管比较的特性曲线场。显然，为了充分利用所有的节油潜力，必须组合使用各种不同的进气管长度。在使用可变进气管改善全负荷性能的同时，通过缩短进气凸轮相位也能优化部分负荷的性能，此时可利用提早关闭进气门的效应进一步降低部分负荷时的燃油耗。图 3-10 左图示出了在转速 2000r/min 和平均有效压力 0.2MPa 运行工况点进气门关闭相位对进气管设计的影响。优化进气管长度与缩短进气门开启持续时间相结合能够达到节油效果。图 3-10 左图表明，从进气门在下止点关闭起，缩短进气门开启持续时间都能对燃油耗产生有利的效果。

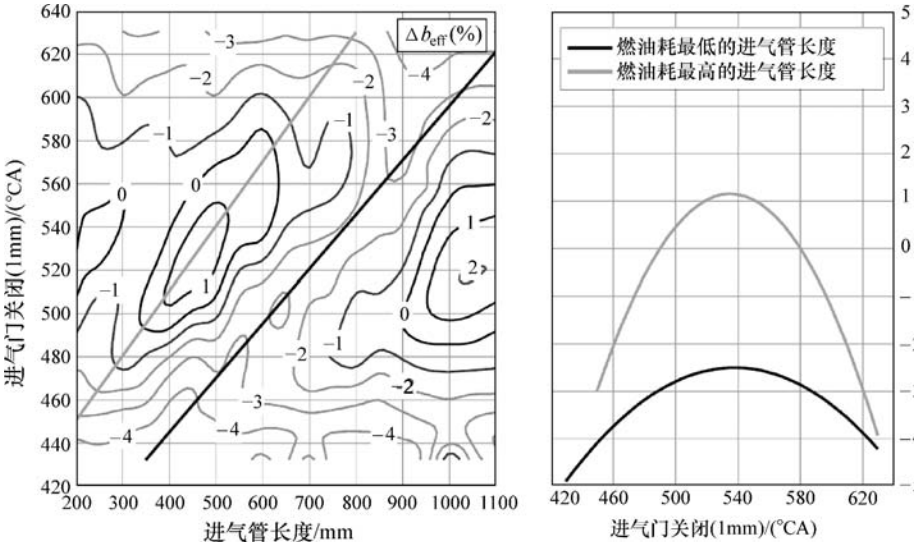


图 3-10　进气管长度和进气门关闭相位的影响（转速 2000r/min，平均有效压力 0.2MPa）

（1）在自然吸气进气道喷射汽油机上的节油潜力

以一台搭载于小型乘用车上的 3 缸自然吸气进气道喷射汽油机为例来评估在 NEDC 行驶循环中的节油潜力。优化的目标是通过选择合适的进气管长度与进气凸轮轮廓线相组合，在尽可能不改变全负荷性能的情况下降低燃油耗。最佳的折中方案是采用 300mm 短的功率进气管和 530mm 长的转矩进气管，同时进气凸轮开启持续角缩短 24°CA。这种方案能在 NEDC 行驶循环中节油 0.9%，相当于 CO_2 排放降低 1g/km（图 3-11 右图）。在对于用户具有重要意义的等速行驶工况的节油效果超过 2%，甚至在个别运行工况点的节油效果可高达 4%。而在 1500r/min 和 2400r/min 左右的转速范围内，只能从适当的进气门开启持续时间中获得节油潜力，因为在这些转速范围内用基本的短进气管长度就调节到最佳的压力波动力学效应（图 3-11 左图）。

长的转矩进气管用于优化 1500r/min 以下以及 2000～2900r/min 转速区域的部

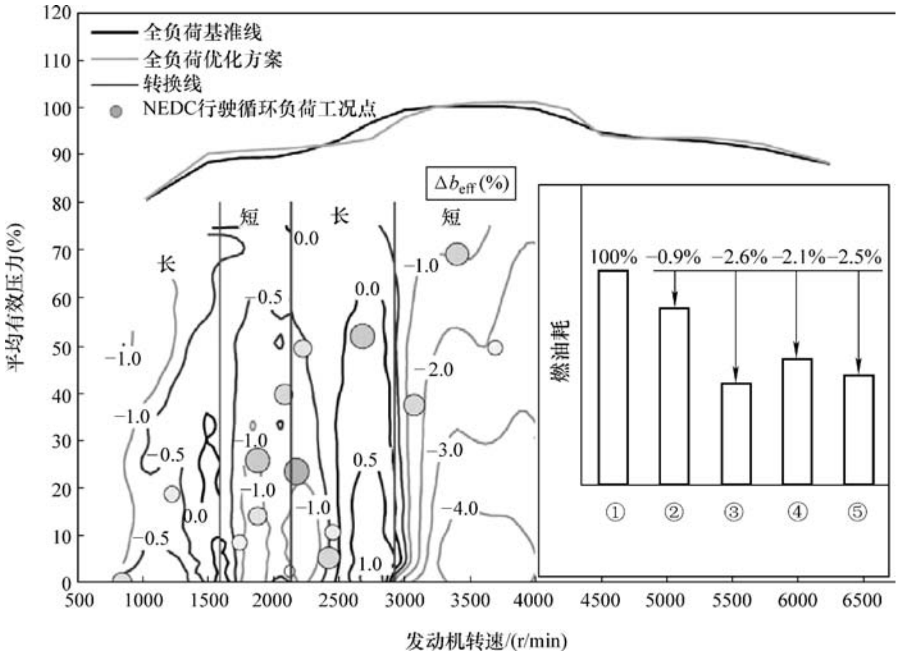


图 3-11　在 3 缸自然吸气汽油机上降低燃油耗的潜力

①—基准机型　②—NED C　③—110km/h　④—120km/h　⑤—130km/h

分负荷性能，而在所有其他的运行工况则都应用短的功率进气管。在转速高达 4500r/min 的全负荷情况下使用长的转矩进气管，而当转速超过 4500r/min 时则使用短的功率进气管。在受爆燃限制的部分负荷范围内也能使用短进气管。尽管明显缩短了进气凸轮相位，但是所选择的设计仍能保持全负荷性能。不缩短进气凸轮开启角而仅采用可变进气管可达到的节油潜力为 0.6%。

（2）在涡轮增压直喷式汽油机上的节油潜力

以一台搭载于紧凑型乘用车上的 4 缸涡轮增压缸内直喷式汽油机为例来评估在增压直喷式汽油机上的节油潜力。在增压机型上，也针对压力波动力学效应将进气管优化到最小泵吸损失，但是与自然吸气机型不同，加长进气管提高低转速范围转矩（低速转矩）的效果被用于缩短进气门开启持续时间。

在所选择的方案情况下，用可变进气管和进气门开启持续时间优化的整个系统在 NEDC 行驶循环中获得了 0.8% 的节油效果，相当于 CO_2 排放降低 1g/km（图 3-12）。这是通过长度分别为 70mm 和 475mm 的进气管与缩短进气凸轮开启角 19°CA 相组合实现的，其中长进气管被用于沿着全负荷直至在 1500r/min 时达到额定转矩为止以及上面所提到的低负荷范围，而其他所有的运行工况点都使用短进气道。

此外，缩短进气凸轮开启角除了在 NEDC 行驶循环中的潜力之外，对高负荷也显示出有利的效果，利用米勒循环效应能降低缸内充量温度，从而降低爆燃倾向，

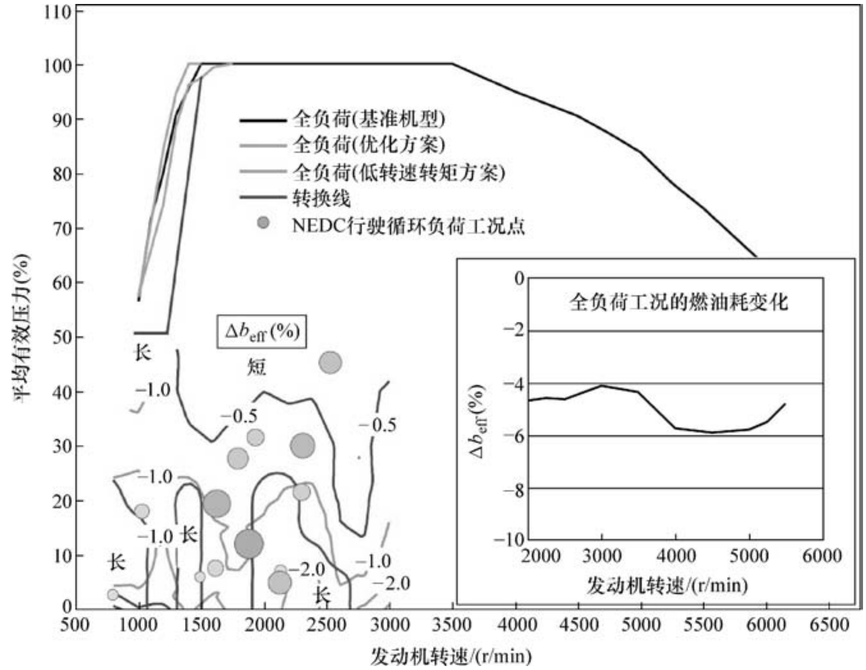


图3-12　在4缸涡轮增压直喷式汽油机上降低燃油耗的潜力

所得到的较早的燃烧重心位置能降低对喷油加浓的需求，除了由此而获得高达6%的全负荷节油效果（图3-12，见彩插）之外，还能进一步在全负荷工况实现 $\lambda=1$ 运行，并在典型的用户行驶工况下满足废气排放限值（实际行驶排放）。

（3）可变进气管的设计

用于长和短进气管切换的转换阀有阀板和旋转阀等几种结构形式，其主要的要求是尽量减少流动损失和泄漏量，它们将影响到实际运行时所能获取的节油效果（图3-13）。

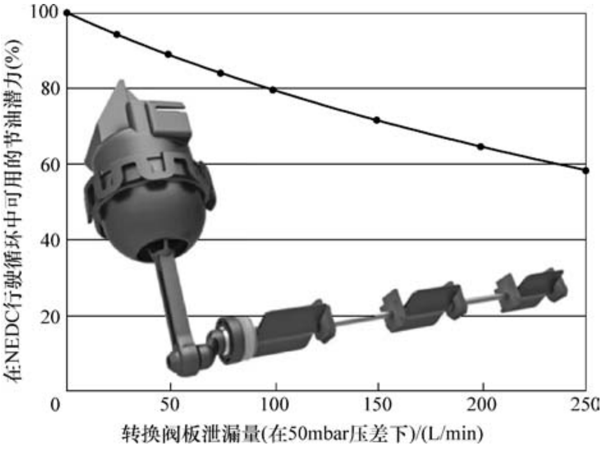


图3-13　转换阀板泄漏量对节油潜力的影响

另一个重要的关键技术是控制转换阀的执行机构。与两级式可变进气管切换方式相比，在整个发动机特性曲线场范围内根据运行工况点来回转换的可变进气管的转换频率要增加8倍。为了实现可靠实时的主动转换，可采用低成本的真空执行器（图3-13），要求高的也可使用电动执行器。为了进行反馈控制提高转换精度和对转换功能进行监控，可在执行器中集成一个非接触式位置传感器。

在有些机型上，往往应用简化的长度两级可变的进气管，它们能在短和长的谐振进气管之间进行转换，前者适用于高转速时提高发动机功率，而后者则适合于中低转速时增大发动机转矩。

在自然吸气缸内直喷式汽油机上，特别是V形发动机可充分利用V形夹角空间安装体积较大的可变长度进气管装置。例如奥迪公司与Mahler公司共同合作为其V6－3.2L－FSI自然吸气直喷式汽油机开发了一种采用尼龙PA6材料制成的新型可变进气管（图3-14和图3-15），它具有长度两级可变的振荡管，在转矩调节时进气口至进气门的进气管通道长度为691mm，而在功率调节时则变成396mm。为了进行进气管长度转换，使用了两根钢制转换轴，它们通过一对齿轮彼此相互连接，而且第二根转换轴上包含有一个非接触连续式位置传感器，用于实现反馈控制。尼龙PA6制成的转换阀板被做成有利于流动的翼片形状，并在其四周喷涂弹性合成橡胶，能最佳地密封防止泄漏损失，以充分利用提高充气效率的潜力。转换轴由真空操纵，并由弹簧力复位。这种进气管被设计成由6段组成的薄壳结构，并在设计的前期阶段就已通过详细的流动计算特别着重注意减少流动损失。为了降低噪声水平，整个可变进气管被隔振地紧固在气缸盖侧面的充量运动阀板调节器模块上（图3-14）。

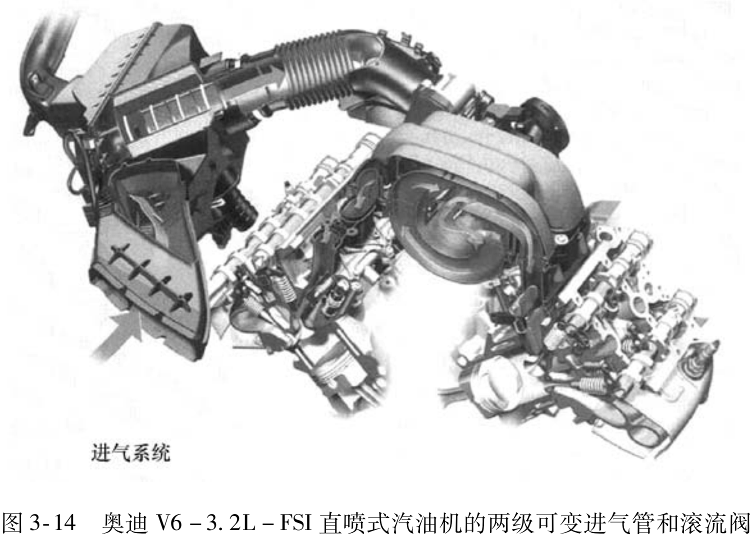


图3-14　奥迪V6－3.2L－FSI直喷式汽油机的两级可变进气管和滚流阀

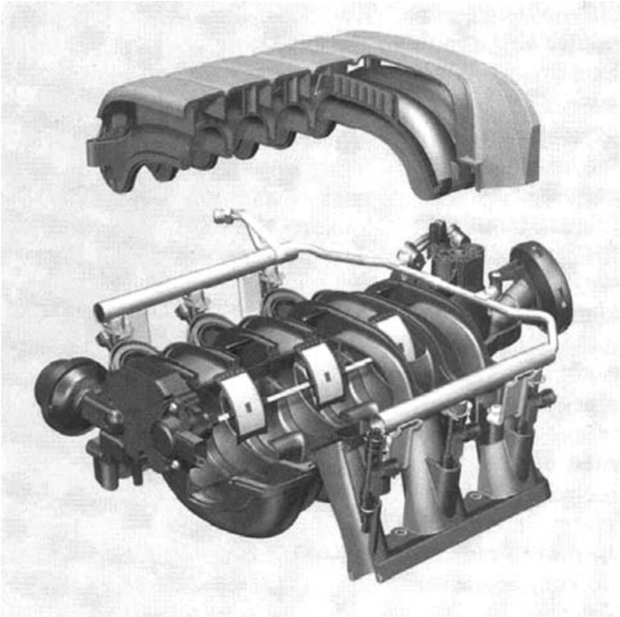


图 3-15　奥迪 V6 – 3. 2L – FSI 直喷式汽油机的两级可变进气管及其转换阀机构

直列式的自然吸气缸内直喷式汽油机限于安装空间的原因，一般应用较为简单的长度固定的进气道，其长度则按照偏重于提高中低速转矩来设计。例如大众公司高尔夫轿车 1. 4L – FSI 和 1. 6L – FSI 缸内直喷式汽油机的进气管模块（图 3-16 和图 3-17），其进气管道为蜗壳结构，它能以最小的结构空间布置下 400mm 长的进

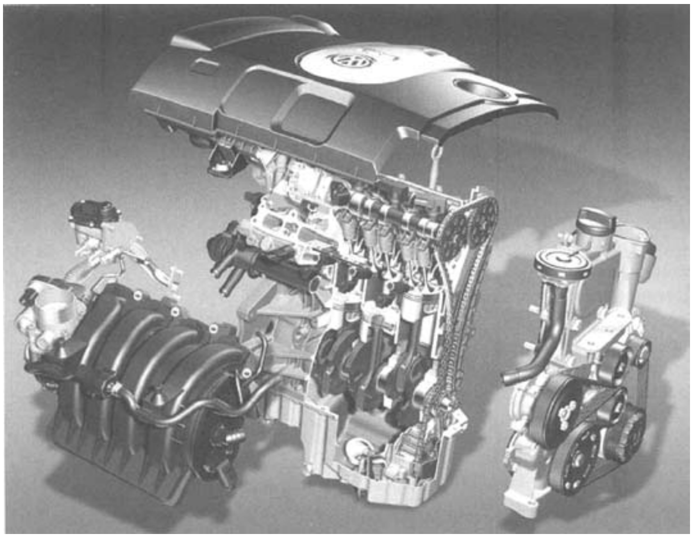


图 3-16　大众高尔夫轿车 EA111 系列 1. 4L – FSI 和 1. 6L – FSI 缸内直喷式汽油机

气管，被安装在发动机进气侧，其中还包含有充量滚流阀、真空储存室、废气再循环入口和曲轴箱强制通风通道，整个进气管模块的设计显得十分紧凑和美观。

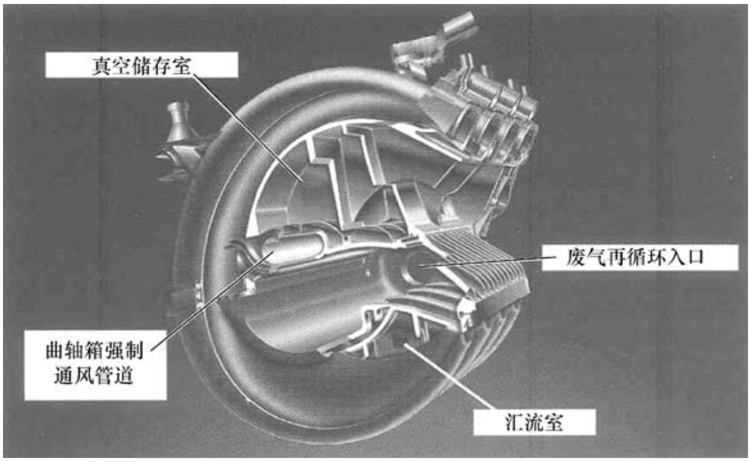


图 3-17　大众高尔夫轿车 1. 4L – FSI 和 1. 6L – FSI 缸内直喷式汽油机进气管模块

现代缸内直喷式汽油机大多采用废气涡轮增压实现发动机小型化，因此特别是直列式增压机型往往应用力求压力损失小和各缸分配均匀性好的短进气管。例如图 3-18 所示的大众 2. 5L – TFSI 增压缸内直喷式汽油机的进气模块就具有储气容积较大的进气总管（进气歧管上部），有利于进气空气的均匀分配，而与其相连的各缸进气歧管也较短，其中装有滚流阀，为了减小流动阻力，滚流阀全开时紧贴着进气歧管壁面。

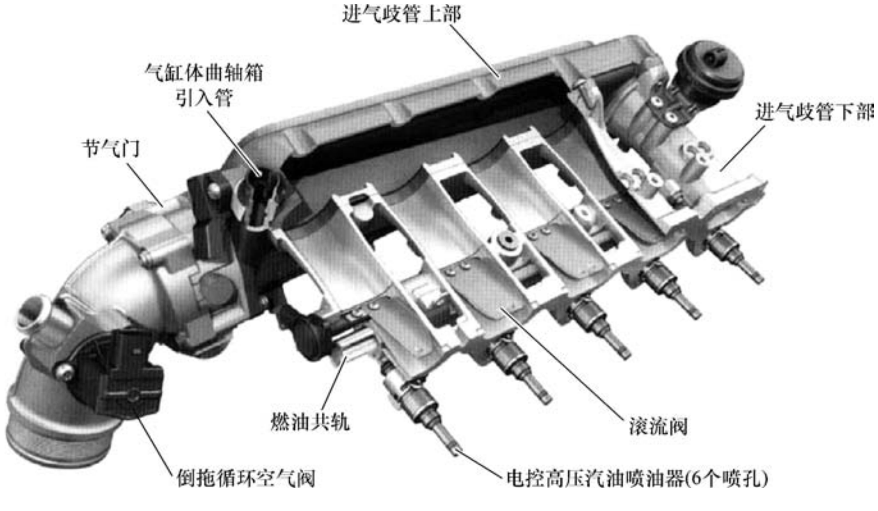


图 3-18　大众 2. 5L – TFSI 增压缸内直喷式汽油机的进气模块

3.3　燃油喷射系统开发

因为现代缸内直喷式汽油机不仅要实现高负荷时在进气行程期间的喷射，而且还要满足部分负荷时在压缩行程后期即活塞接近上止点时的喷射要求，因此现代缸内直喷式汽油机对喷油系统提出了非常高的要求，一方面必须将燃油的压力产生过程与计量喷射过程完全脱钩，分别由燃油泵和电控喷油器来承担，这就为灵活而又精确地进行电子控制提供了前提条件，使得能够自由选择喷油时刻和可变的喷油压力，特别适合于现代缸内直喷式汽油机需要根据负荷在进气行程喷射实现均质混合气和在压缩行程喷射实现分层混合气运行之间的转换，为喷油系统与充量运动和燃烧过程的匹配提供了极大的自由度，而共轨蓄压式喷油系统可以最好地满足这些要求，能够在任意时刻通过电控喷油器将存储在共轨中达到运行工况所要求压力的燃油精确计量直接喷入燃烧室；另一方面因燃油直接喷入气缸特别是在压缩行程后期进行喷射，其喷油压力要明显高于进气道喷射，需达到 5 ~ 12MPa。

从图 3-19 中可看到这种燃油喷射系统的基本组成。首先由燃油箱内的低压电动燃油泵供油模块产生 0.35 ~ 0.40MPa 的初级输油压力，向由发动机直接传动的高压燃油泵供油，它可将燃油共轨中的燃油压力最高提高到 12MPa。喷油器直接连接在燃油共轨上，由电控单元发出的控制信号（喷油脉冲，其宽度即通电持续时间）来确定喷油始点和喷油量。共轨中的燃油压力由燃油压力传感器来采集，并由安装在共轨上的燃油压力调节器调节到喷油脉谱图所规定的压力值。燃油压力

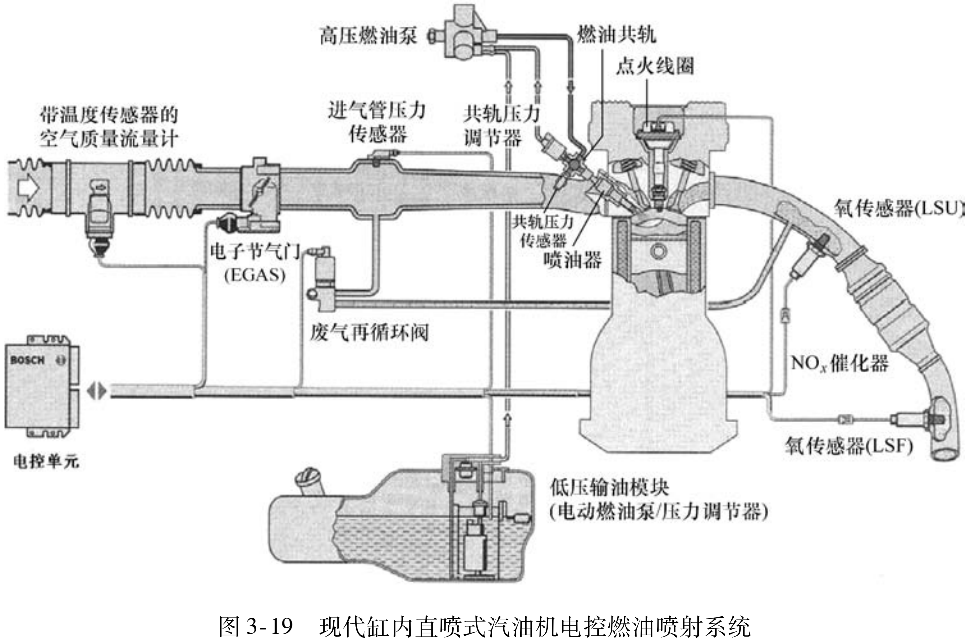


图 3-19　现代缸内直喷式汽油机电控燃油喷射系统

调节器根据负荷状况调节共轨通往回油管路的通道截面，以控制回油量，但这些多余的燃油量并不是返回到燃油箱，而是直接返回到高压燃油泵的进油口，这样就能够尽可能减少高压燃油泵的能量消耗，有利于降低燃油耗，并能减少对燃油箱中燃油的加热，以避免加重燃油箱通风系统的负担。在最新型的缸内汽油直接喷射系统中，在高压燃油泵进口处附加了一个调节其进油量的电磁阀，根据所需要的喷油量调节进入高压燃油泵的燃油量，仅将喷射所需的燃油量泵送至共轨，既大大节省了高压燃油泵的驱动功率，有利于进一步降低燃油耗，又无高压燃油回流，也就不会存在对燃油箱中燃油加热的弊病。

喷油系统设计的重点是根据发动机的要求确定高压燃油泵的泵油排量和共轨的蓄压容积，它们的设计准则将在“3.3.2 小节高压燃油泵”和“3.3.3 小节燃油共轨”两节中细述。设计应借助于计算程序来进行，其计算步骤的流程如图 3-20 所示。共轨蓄压容积和高压泵排量的设计从发动机具体的输入参数出发根据预先确定的定量标准来进行。考虑到设计参数之间的相互影响，应重复计算步骤进行反复计算直到满足所有标准为止。就排量为 2.2L 的试验发动机而言，计算得到的结果是：共轨蓄压容积为 45cm^3，高压泵排量为 0.4cm^3/转。

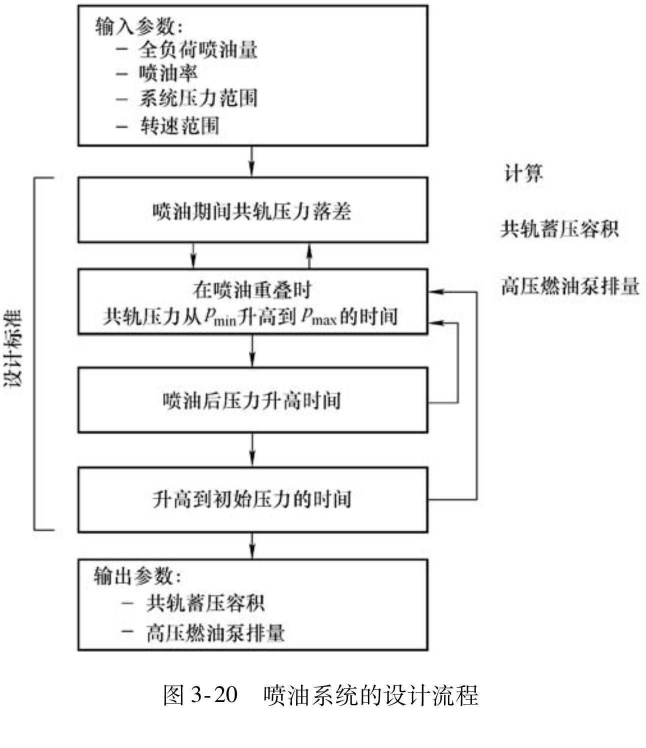


图 3-20　喷油系统的设计流程

最终必须确认系统高压回路的平衡和稳定，以确保在发动机整个运转范围内压力状况的重现性，这是保证达到预先规定的燃油计量精度的前提条件。为此，应用了一种模拟计算程序，这种动态压力模拟计算程序能够计入燃油的可压缩性和压力

波反射，同时还提供了具备喷油器单次喷油量测量装置和测量其余系统有关参数传感器的燃油系统试验台，可用来验证模拟计算的结果。喷油期间共轨压力变化曲线的实例（图 3-21）证实了模拟计算结果和实测结果具有良好的一致性。

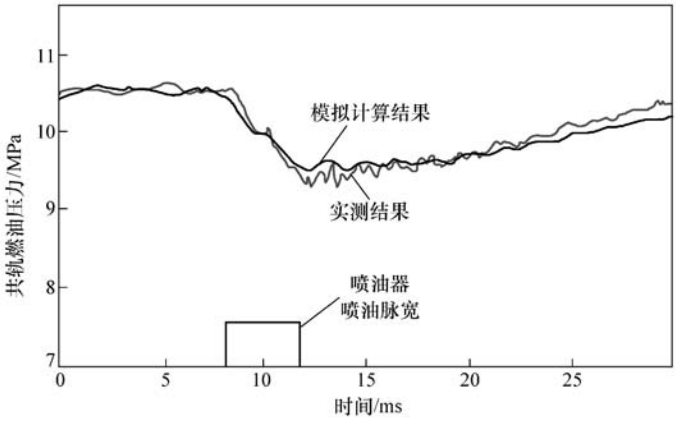


图 3-21　共轨压力对应于喷油脉宽的动态变化曲线

3.3.1　低压输油泵

现代缸内直喷式汽油机的低压输油泵通常采用与进气道喷射汽油机一样的电动燃油泵，其工作原理和结构在此就不再赘述。

值得一提的是一种可调节供油量的电动燃油泵，它在低压进油油路中安装了一个压力传感器，发动机电控单元根据此压力信号控制电动燃油泵只供应实际所必需的燃油量，以保持 0.40MPa 的初级输油压力，而不再有多余的燃油回流到燃油箱，不仅避免了燃油箱中燃油温度的升高，而且减少了电功率消耗（约 50%），有利于降低燃油耗，同时还具有改变低压进油压力的可能性，在易发生气阻危险的运转范围内（例如热起动），低压进油压力能够在短时间内从 0.4MPa 提高到 0.5MPa，有利于消除可能发生的气阻现象而顺利热起动。

3.3.2　高压燃油泵

现代直喷式汽油机高压燃油泵的任务是将燃油压力由 0.35 ~ 0.40MPa 的初级输油压力提高到 12MPa，甚至最高达 20MPa，并要求泵油流量变化小，以减小共轨中的压力波动，并应避免燃油与机油混合。

首先应根据发动机的要求合理确定高压燃油泵的排量。高压燃油泵应具备比发动机全负荷喷油量要求的最大供油量更大的泵油量，以满足实际运转中动态压力变化的需要。例如：就排量为 2.2L 的缸内直喷式汽油机而言，经计算得到的高压燃油泵的排量大约为 0.4cm^3/转左右。

现代缸内直喷式汽油机所应用的高压燃油泵的结构类型如图 3-22 所示，大致有轴向柱塞泵、径向柱塞泵和直列柱塞泵三种。仅仅从功能角度来讲，只要采用柱塞泵就能满足要求，但是从各方面综合评价的结果，显然径向柱塞泵更为有利，由于其中三个柱塞径向均匀布置，对驱动轴的径向作用力可部分抵消，而且结构长度较短，特别是可由发动机凸轮轴直接驱动，在使用寿命和工作效率方面均具有优势，因此也是现代直喷式汽油机应用最广的一种高压燃油泵。

工作原理	轴向柱塞泵	径向柱塞泵	直列柱塞泵
评价标准			
使用寿命	○	+	○
工作效率	○	+	○
总成装配	○	+	−
制造成本	+	+	○

+ 优　○ 良　− 差

图 3-22　高压燃油泵的结构类型

这种径向柱塞泵的供油量波动性主要取决于柱塞的数目。为了获得较小的供油波动，至少需要 3 个柱塞交替泵油。采用单缸泵、3 缸泵和 5 缸泵进行的对比试验研究证实，3 缸泵在性能和成本方面具有最有利的综合优势。此外，与用电动机驱动方案相比，径向柱塞泵由发动机凸轮轴直接驱动在装配、效率和成本等方面更为有利。图 3-23 示出了这种径向柱塞式高压燃油泵的基本结构，其主要特点是：柱塞经滑动底座支承在凸轮上，同时由于进油阀直接集成在柱塞副上方，因此泵油室的有害容积最小。图 3-24 以 2.2L 缸内直喷式汽油机为例示出了高压燃油泵在发动机怠速、部分

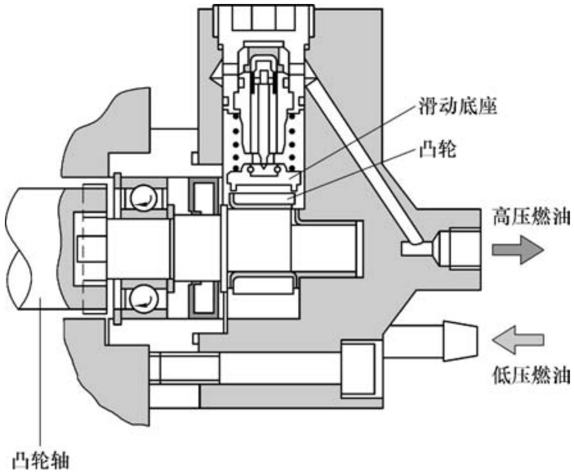


图 3-23　径向柱塞式高压燃油泵纵剖视图（仅表示出一缸柱塞）

负荷和全负荷 3 种典型运转工况时不同共轨压力下的驱动功率。

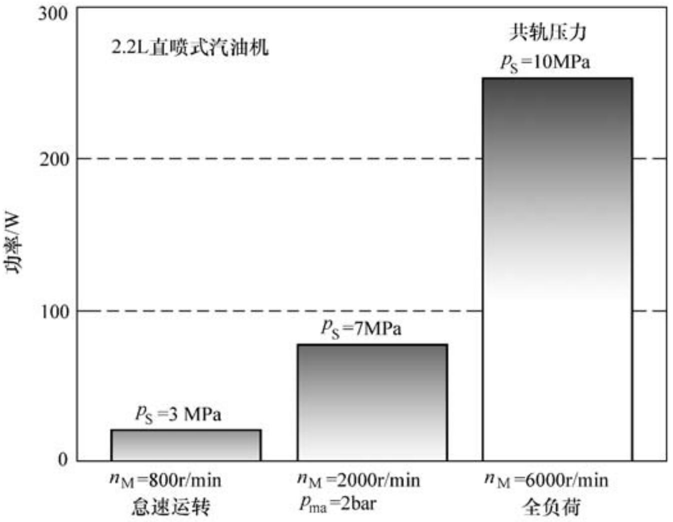


图 3-24　不同运行工况下高压燃油泵的驱动功率比较

与这种传统的三缸径向柱塞泵相比，大众轿车新的 1.4L－FSI/1.6L－FSI 分层直喷式汽油机和奥迪 A3 轿车 2.0L－FSI 分层直喷式汽油机都采用了 Bosch 公司新开发的可按需要调节供油量的 HDP2 型单柱塞高压燃油泵（图 3-25）。这种高压燃油泵不仅具有较轻的重量、较小的外形尺寸和较高的效率，而且泵油量能按需调节，降低了高压燃油泵的驱动功率（约 40%），特别是在发动机需要燃油量较少的运转工况，具有明显的节油效果。图 3-26 示出了这种按需要调节供油量的高压燃油泵的工作原理，其泵油量的调节是由集成在油泵上的电控油量调节阀（MSV）来实现的。发动机电控单元根据燃油共轨压力传感器的信息来计算该油量调节阀的关闭时间，仅仅将为达到喷油压力所必需的燃油量泵入燃油共轨中去，一旦燃油共轨中的燃油压力达到所需的额定值，油量调节阀即被打开，多余的燃油被剩下的柱塞行程泵回到高压燃油泵的进油回路中去，这样不仅节省了高压燃油泵的功率消耗，具有明显的节油效果，而且避免了燃油箱中燃油温度升高，使得即使在 20MPa 共轨压力下也不需要燃油冷却器。进油阀上方低压进油腔的弹簧－膜片式低压燃油稳压器能减小进油回路中的压力波动，提高泵油量精度。这种单柱塞高压燃油泵由位于发动机进气凸轮轴轴端的凸轮传动。该凸轮上的两个凸起相差 180°，由于两次相邻喷射之间只有一次泵油行程，在第一次喷射后共轨中的压力会降低（见图 3-16），因此第二次喷射的喷油持续时间由发动机电控单元进行修正，以使第二次喷油仍能喷射出相同的燃油量，因而大大提高了喷油精度。

除了 Bosch 公司开发的上述几种高压燃油泵之外，针对油束引导的燃烧过程要求提供更高的燃油压力以获得良好的雾化性能，Siemens VDO 公司还开发了一种压

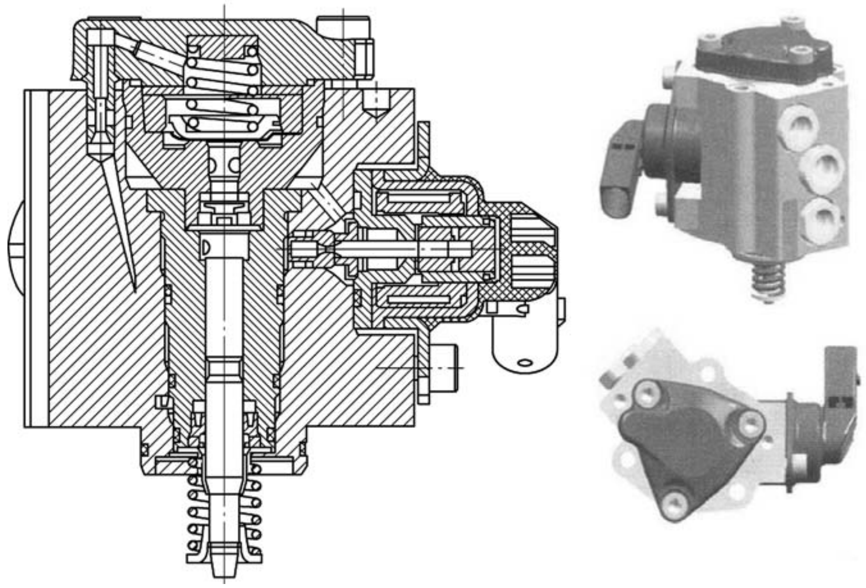


图 3-25　供油量按需调节的 Bosch – HDP2 型单柱塞高压燃油泵

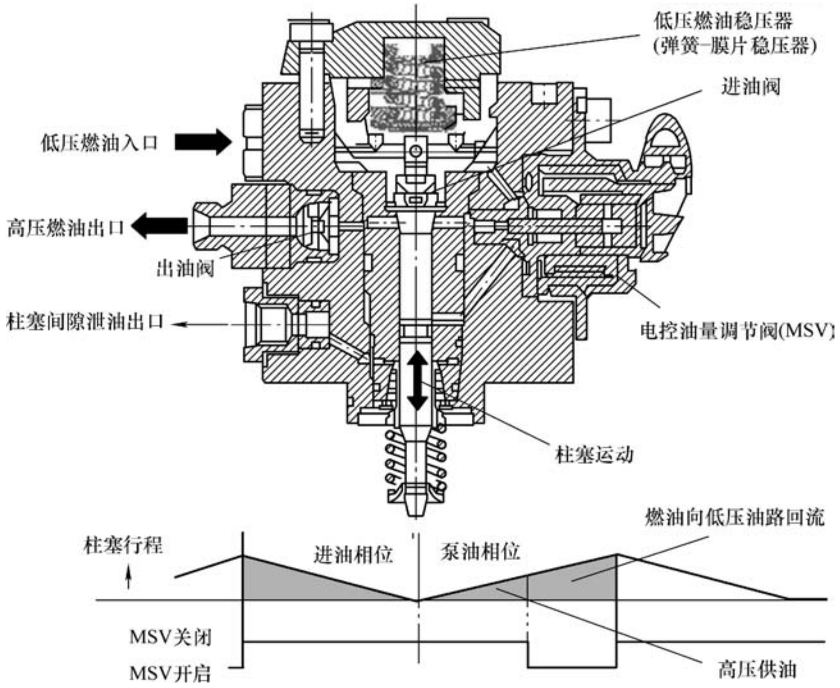


图 3-26　Bosch – HDP2 型单柱塞高压燃烧油泵的工作原理

力高达 20MPa 的油量可调节的摆盘式高压燃油泵（图 3-27）。为了仍能保持较低的驱动功率，其中所有的运动部位都由油泵独有的机油回路来润滑，该机油回路用

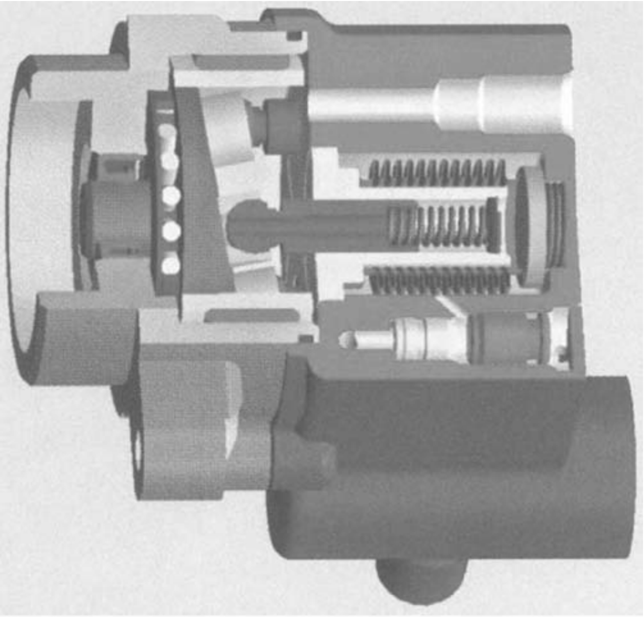


图 3-27　Siemens VDO 公司摆盘式高压燃油泵

一片钢膜与燃油侧隔开。油泵轴的滚动轴承也有助于减少驱动功率。油泵壳体中与燃油接触的所有零件都用不锈钢制成，可使用包括含有 25% 乙醇在内的符合国际标准的汽油，而机油壳体则用铝制成。这种摆盘式高压燃油泵的工作原理如图 3-28 所示，机械传动的油泵轴转动摆盘，它再推动圆周均匀布置的三个轴向柱塞交替地作泵油升程运动。在下止点时，机油回路中的机油通过摆盘上的油槽，从油泵机油室流入泵油元件柱塞的滑座中，补偿机油的漏损。柱塞从下止点向上止点运动时，燃油侧的进油阀关闭，出油阀开启，燃油被压缩到燃油共轨中，此时机油室和燃油室中的压力水平几乎相等。油泵柱塞从上止点向下止点反向运动的时候，出油阀关闭，新鲜燃油又经再次开启的进油阀流入油泵。

这种摆盘式高压油泵具有干式运转的能力，其容积效率是根据发动机所必需的燃油量由一种极为有效的油量调节方式确定的，为此采用了一种集成在油泵进油口的三通阀。通过该阀励磁线圈的电流越大，弹簧被压缩得越厉害，滑阀开启的流通截面就越大，因此油泵进油口的流量与励磁线圈的电流成正比。这种三通阀还能为低压燃油回路隔离高压燃油泵的压力波动。在绝大多数运转工况下，高压燃油泵都是按油量调节方式供油的（图 3-29），仅仅在很小的区域（惯性行驶）内油量调节方式才转换成压力调节方式，因为对滑阀而言不可能达到零供油状态。在压力调节方式下会有较大流量燃油从油泵的高压部分通过滑阀泄漏回来，从而能使燃油共轨中的压力迅速下降。

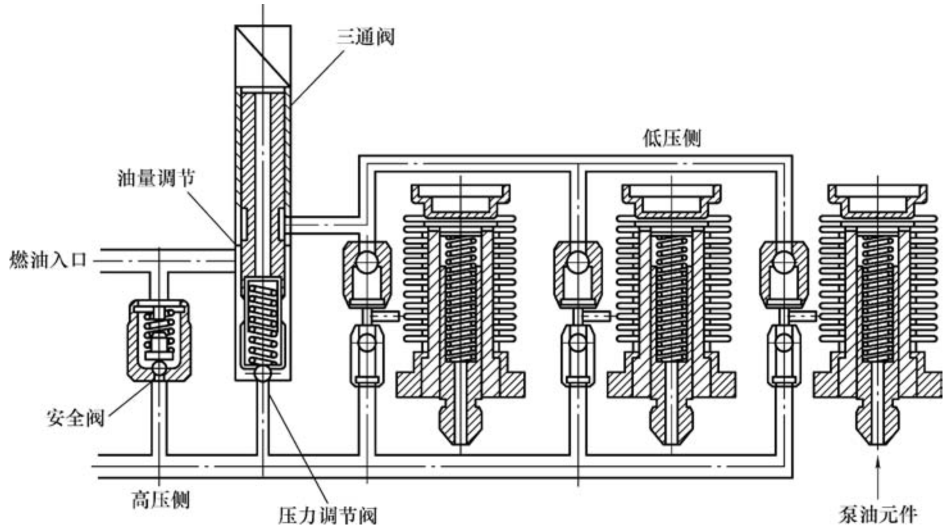


图 3-28　Siemens VDO 公司摆盘式高压燃油泵的工作原理

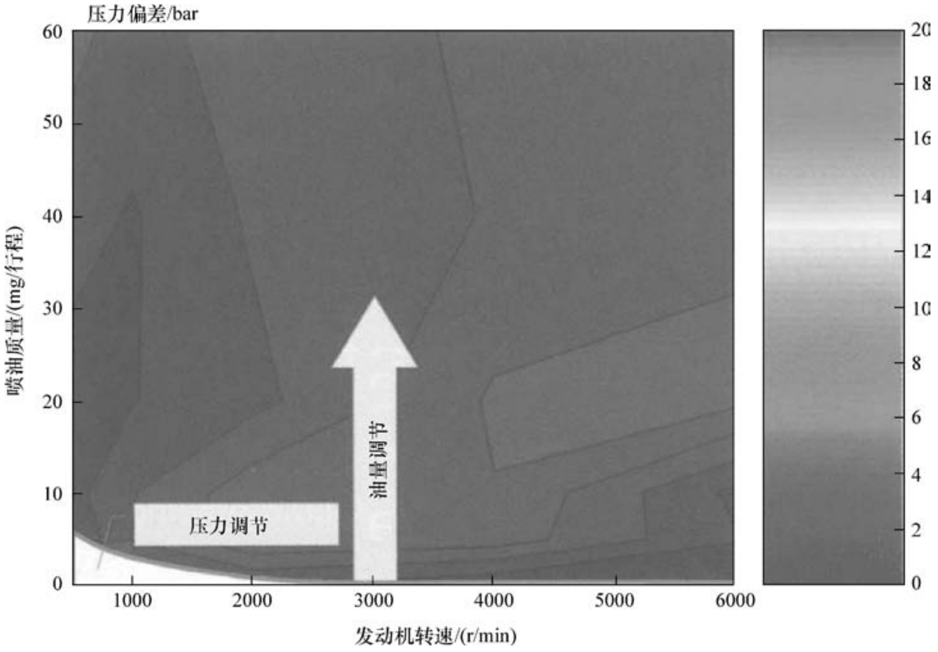


图 3-29　摆盘式高压燃油泵压力调节和油量调节的范围

图 3-30 表明高压油泵及其控制算法对喷油量的变化和压力额定值的变化的响应是多么的迅速。在 1000r/min 转速下，在测量记录上显示出燃油系统压力对下列变化的跃变响应：在系统压力为 20MPa 时，喷油量从 46mg 减少到 6mg，接着在喷油量为 6mg 时，燃油额定压力就从 20MPa 降至 10MPa，再重新恢复到 20MPa；最

后喷油量也恢复到46mg。尽管变化大又快，燃油压力信号总是以极小的误差追随着压力额定值变化。仅仅采用了三通阀原理来调节油量和压力就能使压力实际值和额定值之间达到如此好的一致性。

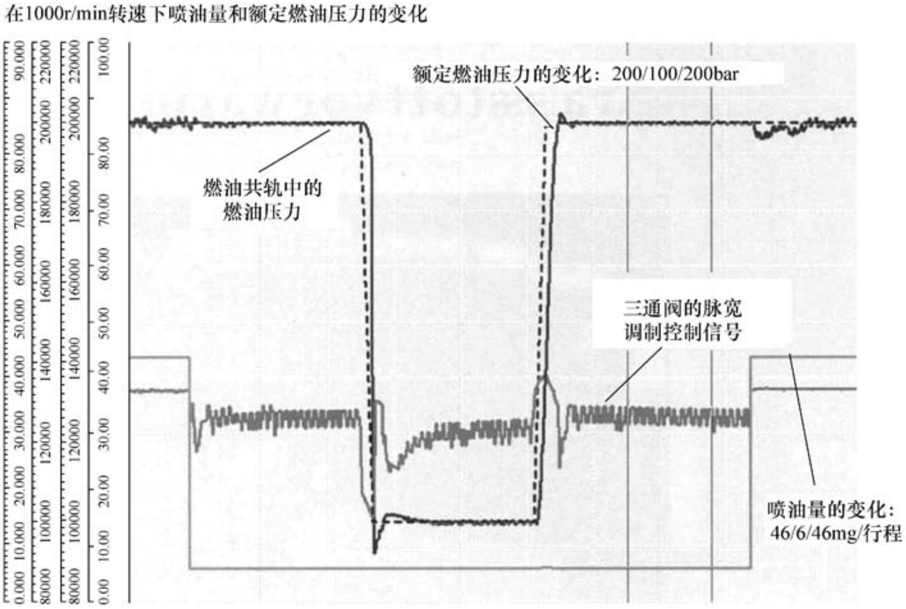


图 3-30　摆盘式高压燃油泵系统压力跃变响应的测试记录

3.3.3　燃油共轨

燃油共轨是一种管状铸铝件，并具有与高压燃油泵、喷油器、燃油压力调节阀和燃油压力传感器连接的接头（图 3-31）。考虑到燃油的可压缩性和填充共轨容积所需要的时间，其蓄压容积的设计应遵循这样的准则：一方面要求具有较大的蓄压容积，以便能抑制向喷油器周期性供油而引起的压力波动以及高压泵供油的波动性，尽量保持共轨燃油压力的平稳；另一方面又要求具有尽量小的蓄压容积，以便共轨压力能够足够迅速地建立起发动机运转所需要的燃油压力。一般来讲，就排量为 2.2L 的直喷式汽油机而言，共轨蓄压容积为45cm^3较为合适。共轨压力对应于喷油脉宽的动态变化关系曲线的模拟计算和实测结果可见图 3-21。

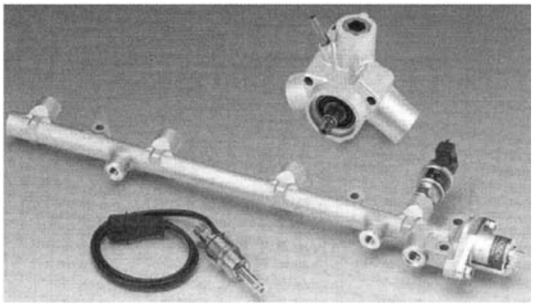


图 3-31　缸内直接喷射系统的高压部件

3.3.4　共轨压力调节器

共轨压力调节器的基本结构示于图3-32，一般它被安装在共轨的一端（见图3-31），其任务是在发动机整个运转范围内按照脉谱图的规定值来调节共轨压力，而与高压燃油泵的供油量和喷油器的喷油量无关。这是通过调节其节流阀和阀座之间的横截面积控制回油体积流量来实现的。因作用在节流阀上的电磁线圈激励的电磁力与液压力保持着动态平衡，因此共轨压力和励磁电流之间存在着直接关系，可采用脉宽调制信号来控制电磁线圈中的励磁电流就能达到调节共轨压力的目的。由于这种方式产生的磁性衔铁的强迫振动没有摩擦力，并且能几乎无滞后地动作，因而具有非常高的共轨压力调节精度。

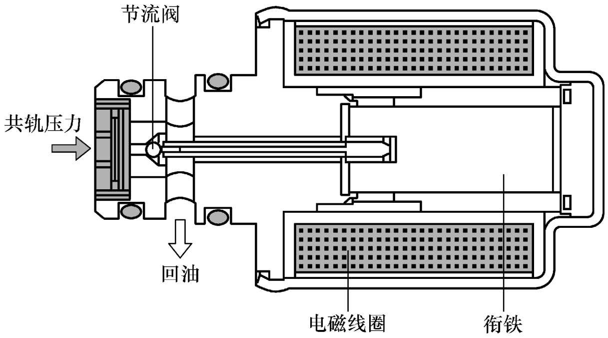


图3-32　共轨压力调节器

3.3.5　共轨压力传感器

共轨压力传感器（如图3-31所示装在燃油共轨的侧面）用于测量共轨中的燃油压力，其中焊有一片贵金属薄膜作为传感元件，在它上面应用薄膜技术制有测量电阻，通过传感器壳体中的专用集成电路上集成的平衡电路、补偿电路和计值电路，即可输出与共轨燃油压力相对应的电信号。这与众所周知的直喷式柴油机共轨喷油系统用的共轨压力传感器极为相似，只是工作压力范围不同而已，在此不再详述。

3.3.6　电控喷油器

电控喷油器是现代缸内直喷式汽油机喷油系统中的最关键的核心部件，一方面必须满足喷油器在结构紧凑的气缸盖上的安装条件，另一方面喷油器必须满足对较短的喷油持续时间和较大的喷油量线性动态流量范围等方面特别高的要求，同时燃油喷束特性对于调节分层混合气燃烧过程又具有特别重要的作用。

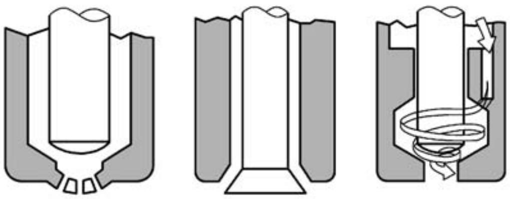
表3-1列出了现代缸内直喷式汽油机均质和分层混合气运行对喷油器的性能要求。

表 3-1　现代缸内直喷式汽油机对喷油器的性能要求

燃烧过程	均质（$\lambda=1$）		分层（稀薄）
安装位置	侧面	中央	中央
计量精度	2mg/每次喷射	2mg/每次喷射	1mg/每次喷射
多次喷射	3 次	3 次	5 次
可靠使用寿命	约 6 亿次喷射		
喷束锥角公差/(°)	6	6	5
喷束设计	柔性	对称	对称
燃油	全球使用（E5－E100，M15）		
座面泄漏量（特超低排放汽车）	$2.5mm^3/min$（$<1.0mm^3/min$）		

（1）喷油嘴形式的选择

选择喷油嘴形式的评判标准，除了应具有良好的雾化品质之外，还必须不易产生积炭，并能够实现倾斜于喷油器轴线的喷射油束（这对于空气滚流分层燃烧过程特别重要），以及易于加工和适合于大批量生产。图 3-33 示出了常用的三种喷油嘴形式的综合评价，其中喷油嘴针阀的开启方式存在着原则的区别，对其喷雾性能产生重大的影响。图 3-34 相应示出了这三种喷油嘴的喷射油束形状。



评价标准	多孔喷嘴	A型喷嘴	I型喷嘴（旋流雾化）
油束形状的灵活性	++	+	+
油束倾斜的可能性	+	–	++
燃油雾化品质（在系统压力10MPa下）	–	0	++
抗结焦耐久性	–	++	+

图 3-33　常用的三种喷油嘴形式的综合评价

A 型喷嘴由于针阀向外开启，具有较好的抗积炭能力，但喷射油束形状是一个透明的空心圆锥体，其雾化品质略差，呈现有限的伞状油束，较为适合于喷油器中央布置的喷束引导型分层燃烧过程。

I 型旋流喷嘴的针阀向内开启，并能在密封座面上方产生燃油的横向旋流，因

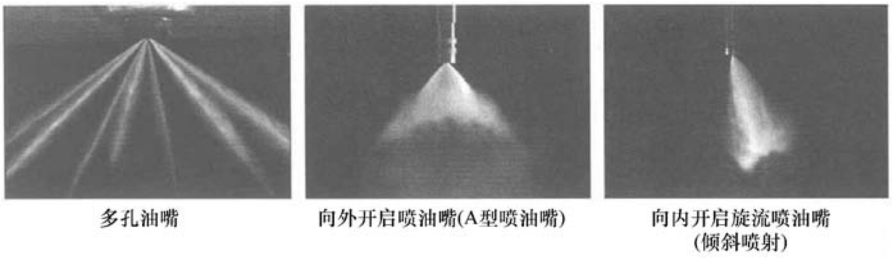


图 3-34　常用的三种喷油嘴喷束形状的比较

而能形成非常良好的雾化品质，并能产生倾斜于喷油嘴轴线的喷射油束，便于喷油器在气缸盖上的布置，特别适合于空气滚流引导型和壁面引导型分层燃烧过程。这种雾化方法及其油束方位的灵活性和不易产生积炭的特点，使其具有明显的优势，从而获得了广泛的应用。

多孔喷嘴与当今直喷式柴油机使用的十分相似，其特点是可通过每一个喷孔喷射出界限分明的单个油束，虽然其雾化品质不如旋流喷嘴，但是它可通过有针对性地设计各个喷孔的长度与孔径比，调整油束在燃烧室中的位置和单个锥形油束的贯穿度，能灵活地适应燃烧室的几何形状，从而使每种燃烧室都能达到最佳的燃油分布。在未来开发新一代喷油器时，采用激光打孔技术能够加工出非圆柱形状的喷孔，这为喷束设计提供了更宽广的自由度。

图 3-35 示出了旋流喷嘴和多孔喷嘴的结构及其喷射油束的形状。总而言之，应根据缸内直喷式汽油机所采用的燃烧过程的要求来选择喷油嘴的形式。

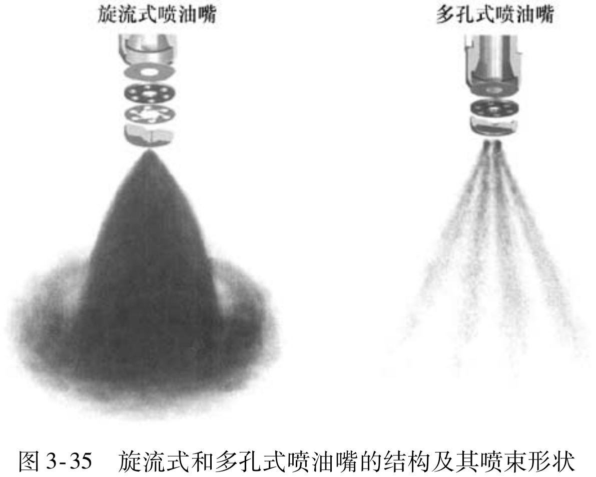


图 3-35　旋流式和多孔式喷油嘴的结构及其喷束形状

现代缸内直喷式汽油机喷油系统应用的喷油器，按针阀控制的方式可分为电磁阀控制式喷油器和压电直接控制式喷油器两种。

（2）电磁阀控制式喷油器

当今的缸内直喷式汽油机应用得最广泛的是电磁阀控制式喷油器。图 3-36 示

出了其工作原理的示意图，针阀的运动质量较小，能达到高频率喷油必须快速开关的时间要求，从而在最大喷油持续时间 5ms 情况下获得了喷油量 12∶1 的线性动态流量范围，已能够满足一般缸内直喷式汽油机的要求。这种汽油喷油器的头部细长（直径 7.7mm，长度 20mm），并选用尽可能小的喷油器体直径（21mm），有利于在发动机气缸盖上的布置，使得气缸盖能有足够的冷却水套。

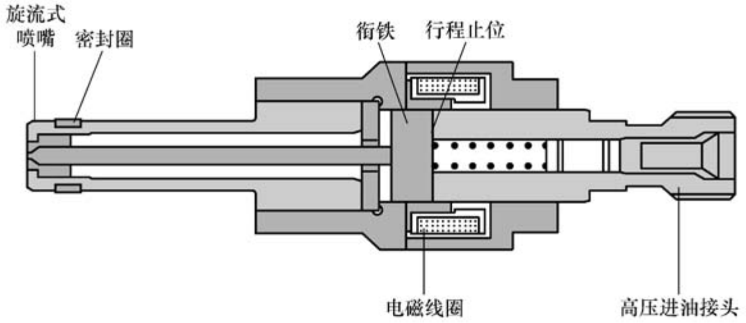


图 3-36　电磁阀控制式喷油器结构

但是，随着现代缸内直喷式汽油机升功率的提高，对喷油器最小和最大喷油量之间的喷油量跨度，也即喷油量的线性动态流量范围（=最大喷油量/最小喷油量）的要求已有明显提高。为此，西门子威迪欧（Siemens VDO）公司开发了新一代 Deka－DI－XL2 型电磁阀控制式喷油器，其喷油量动态范围 >20（图 3-37）。这种新一代喷油器具有的喷油量跨度能适用于升功率高达 95kW/L 的涡轮增压汽油机。

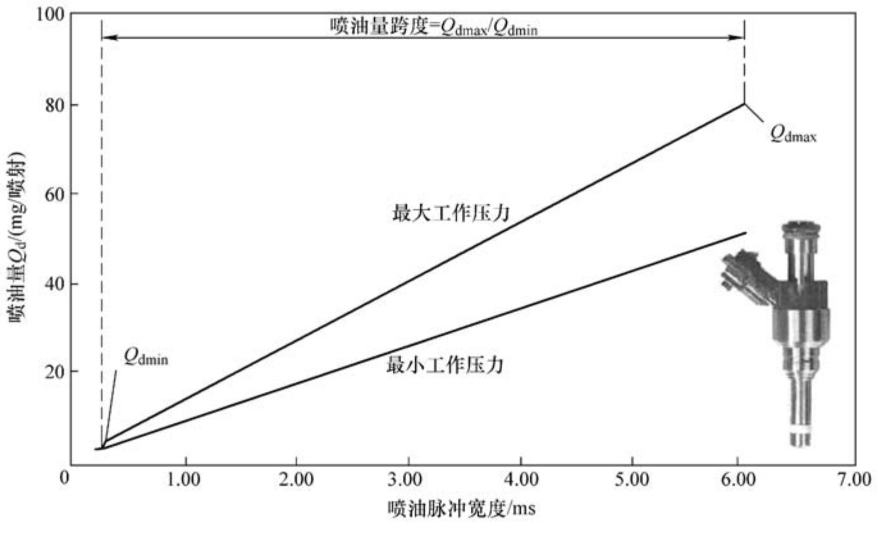


图 3-37　Siemens VDO 公司新一代 Deka－DI－XL2 型电磁阀控制式喷油器的动态流量范围

为了达到如此大的动态流量范围，应对喷油器的磁回路进行优化，使得储存在电磁线圈中的能量最少，从而使喷油器针阀能够迅速地开启和关闭。然而，燃油压力高时喷油器磁回路中应具有比燃油压力低时更多的能量，这样喷油器才能开启，但是当喷油器中的磁能储存得太多时，就会延缓关闭过程，为此在发动机电控单元中集成了一个控制喷油器的可变驱动器，能够根据燃油压力的大小，通过改变软件参数为喷油驱动器预先确定不同的驱动电流波形，以控制磁回路储存的能量恰好等于喷油器开启所必需的能量，因此在任何时候喷油器开启和关闭的动作时间是最短的，从而大大改善了这种喷油器针阀的动态性能，扩大了其动态流量范围。

这种新一代电磁阀控制式喷油器具有较大的工作能力，其静态流量高达 17g/s（在 10MPa 和 70℃时），并且在 4MPa 燃油压力和 0.35ms 喷油持续期时的最小动态喷油量 <4mg/喷油脉冲，其喷油的雾化品质可达到绍特平均油滴直径（SMD）< 20μm，完全能够满足高效燃烧的需要。同时，喷油器的开启和关闭时间 <300μs，每工作循环可进行两次喷射，因此在选择喷油脉冲的相位和喷油量时具有更大的自由度。

这种新一代电磁阀控制式喷油器还具有非常灵活的结构形式：可以安装在气缸侧面位置，也可以安装在气缸中央位置，而喷油嘴经过优化后，旋流喷油器的油束锥角可达到 35°~80°，其油束偏转角可为 0~25°；多孔喷油器的分支油束可多达 6~8 支，油束锥角可为 35°~90°，其油束偏转角可为 0~30°，因而几乎能够形成各种各样的喷雾油束。这种可变性对于在现代缸内直喷式汽油机上的应用而言是一个非常重要的因素，因为油束的几何形状适应燃烧室中的情况具有非常重要的意义，可避免润湿壁面、形成炭烟和稀释机油。

（3）压电直接控制式喷油器

近几年，特别是在喷束引导的燃烧过程中，常规的电磁喷油器越来越多地被高速开关的压电直接控制式喷油器所替代，其更迅速的针阀开关特性能够获得更精确的燃油计量和更小的喷油量，非但能够降低噪声和燃油耗，而且还能减少有害物排放。

图 3-38 所示的是 Siemens VDO 公司开发的压电喷油器，其最重要的特点是压电执行器以及由其直接操纵的向外开启的针阀和机油阻尼热补偿器等。

压电执行器是这种压电喷油器的最重要的元件。目前汽车上使用的压电元件都由陶瓷薄片堆（铅－锆－钛，PZT）组成，并带有由银－钯（AgPd）或铜（Cu）制成的内触点。这种结构适合于多层陶瓷薄片的机械串联，而在电路上是并联的，这样能够在低电压下获得必要的伸长量。图 3-39 示出了这种压电执行器的基本结构原理。这种结构类型的压电执行器要求只承受压应力而不能承受拉应力，为了避免在快速收缩时产生拉应力，用一个管状弹簧从外部给压电堆施加预压应力。当发动机电控单元给压电执行器施加一个电压时，它就会膨胀，并向图示的方向伸长。由于其最大伸长量很小，大约只有其总长度的 0.1%，因此现在的压电喷油器都包

含有用于加大行程的机械和液压传动元件，有的还有液压伺服回路、补偿元件和增压装置。

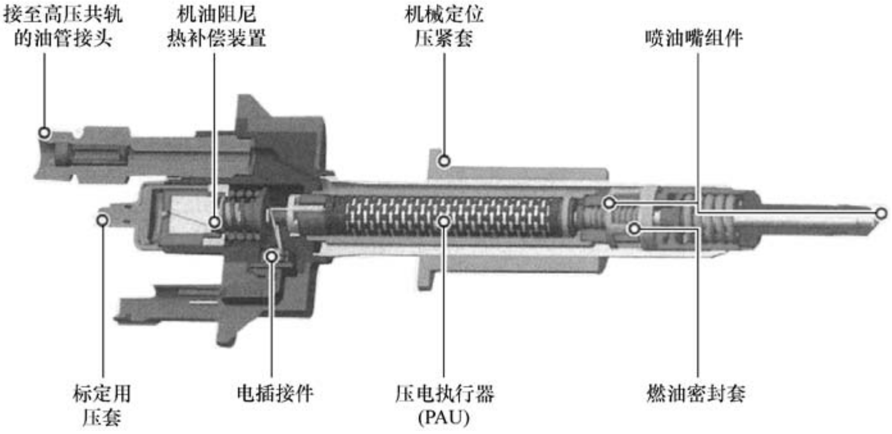


图3-38　Siemens VDO公司压电喷油器剖视图

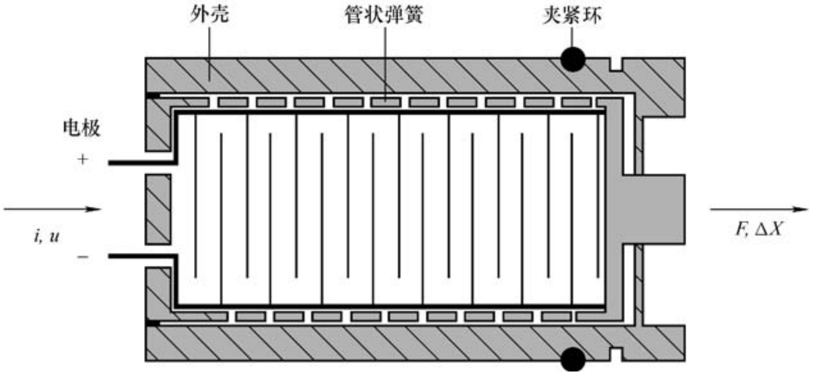


图3-39　压电喷油器压电执行器的基本结构原理

压电执行器直接控制喷油器针阀能产生无滞后的针阀运动，针阀开关的时间非常短（200μs），因而能够实现多次喷射以及喷嘴针阀的全升程和部分升程，其最短的喷油持续时间仅0.1ms，同时其流量又要比向内开启的结构形式大3～4倍，具有高的静态流量值，在20MPa喷油压力下最多可达约30g/s，大大拓展了喷油器的动态流量范围，因此特别是对于喷油量跨度较大的涡轮增压直喷式汽油机在喷油策略方面可获得很大的自由度，可根据发动机负荷、转速和温度将喷油量在整个进气和压缩行程期间任意分成多达3次喷射。在小负荷工况时只需进气行程期间的单次喷油脉冲就足以获得均匀的油气混合气，而在低速高负荷运转工况时，将喷油量分成2次或3次喷射，这样就能够尽可能减少燃油湿壁和机油稀释现象。另外，压电执行器上面的一个液压补偿元件能补偿不锈钢外壳和压电陶瓷模块之间的热膨胀

差异，以确保在整个发动机运转温度范围内针阀升程恒定不变，使这种压电喷油器具有非常高的喷油量计量精度，为现代缸内直喷式汽油机满足越来越严格的废气排放限值提供了必要的前提条件。

这种压电喷油器的喷油压力可高达20MPa，由于对向外开启的喷油器而言，其全部喷油压力几乎都作用在喷孔截面上，因此燃油压力可几乎无节流损失地被充分利用了，其油滴的索特平均直径（SMD）已达到15μm，为喷束引导燃烧过程提供了最佳的运转条件。这种向外开启的针阀几何形状与70°～90°的座面角相结合能产生一个稳定的锥形油束，并具有很小的贯穿深度和相当理想的油滴尺寸。此外，在每次针阀向外开启的喷油过程中，以很高速度通过出口截面喷出的燃油将喷嘴表面的积炭冲刷干净，具有高的抗结焦能力，因此即使在喷束引导燃烧过程典型的喷嘴和火花塞很靠近的情况下也不会形成积炭。

除了稳定的锥形油束之外，尽可能迟的喷油和点火时刻是充分利用喷束引导燃烧过程潜力的主要前提之一。在这方面，压电执行器的特性是最关键的，因为它直接推动喷嘴针阀，开闭时间非常短，可以很大的燃油流量尽可能迟而又迅速地精确喷射，而且重复性非常好。这种压电喷油器被设计成其在大约0.2ms以后就能达到针阀的全部升程。虽然在技术上还可获得更短的开闭时间，但对喷束引导燃烧过程不会再带来附加的好处。压电执行器除了能使针阀达到全升程之外，也能只到达部分升程，甚至于可根据要求直接从升程升起段转至关闭过程。同时，整个弹性质量系统和温度补偿液压元件被设计成能避免不必要的振动，确保针阀无振动地可靠关闭。在分层充量运转中喷射小油量时，喷油器开启时间极短，只有0.1～0.6ms，因此良好的针阀升程及喷油量的重复性起着关键的作用。对这种压电喷油器的测量已证实，即使在短喷油脉宽时喷油量的重复精度也要好于2%。

在此应着重提到的是，相对于常规的电磁阀喷油器喷射系统，这种压电喷油器喷射系统在喷油器控制方面为软硬件模块的创新拓宽了可能性，Siemens VDO公司可标定的模块化EMS-2系统设计方案为此奠定了基础。这种可标定的模块化EMS-2平台结构具有以下优点：一方面新模块的开发方法比较经济，另一方面有可能优化整个系统的适用性。例如用于这种压电系统的新型32位发动机电控单元（ECU）能提供更加自由地确定针阀升程高度和运动速度的可能性，这样就有助于更柔性化地设计有关燃烧过程的重要参数，而每缸每工作循环多达3次的多次喷射则属于压电喷射系统的扩展功能。此外，集成在ECU中的压电驱动级还承担了针阀的调节功能，在压电执行器充放电期间，相应地调节升程曲线的升降陡度（图3-40），就能单独调节每缸针阀的开启速度和关闭速度。对于这种分缸控制，ECU充分利用了高时间分辨率的转速和氧传感器信号，并在相应算法中处理这些数据，当然其前提条件是要将系统氧传感器安置在能检测到每缸排气的位置上。因为压电执行器充电时的电压水平与针阀升程相关，因而ECU也能通过在一个相对宽广的范围内调整电压水平（充电和放电）来调节针阀的升程。用这种方法能实现部分针阀升程，

这为最小喷油量的精确重复喷射提供了前提。同时，通过针阀升程的匹配就能补偿因可能存在的生产条件变化所引起的喷油器流量差异，并把所有喷油量校正到具有相同的流量特性曲线。

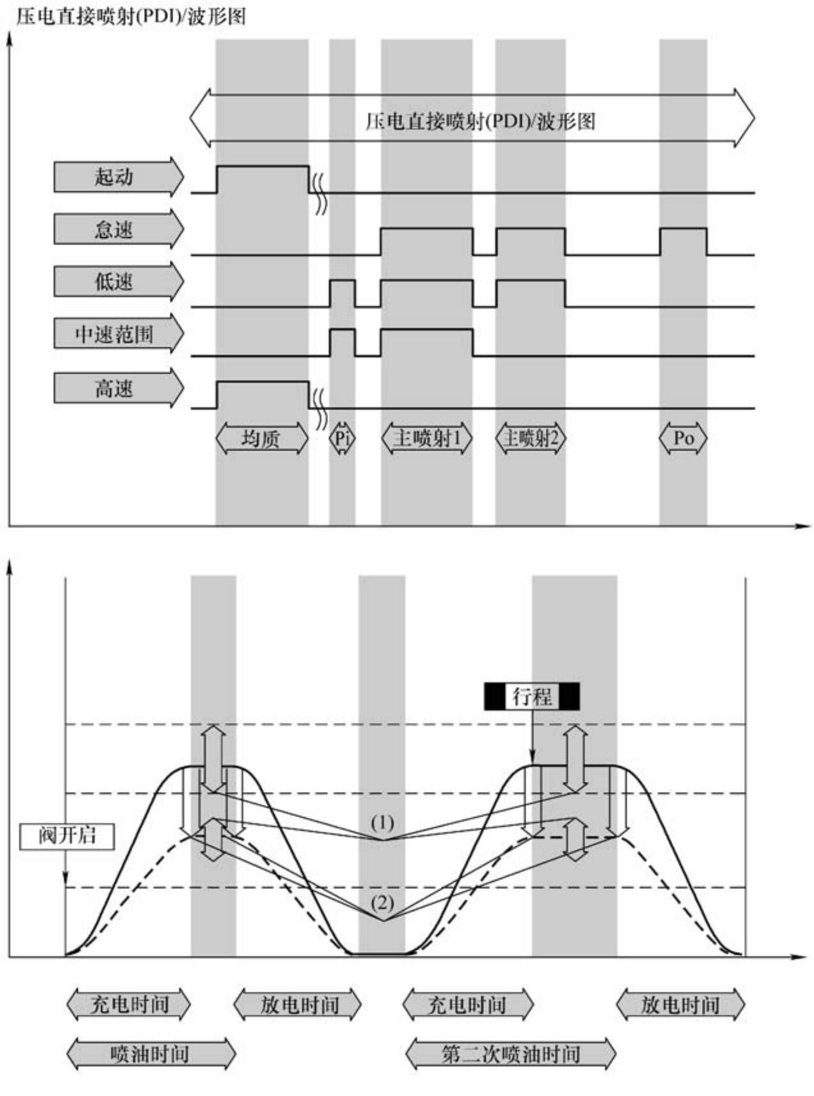


图 3-40　压电喷油器控制原理（Pi = 预喷射；Po = 后喷射）

这种新的发动机控制方式在中低负荷范围内可进行多次喷射，提供了喷油脉冲相位与燃烧过程和废气后处理要求相匹配的可能性。借助于相互连续的喷油脉冲就能扩大可燃混合气的范围，这得益于压电技术的高速性，在转换时间极短的情况下达到了很高的重复精度。为了满足废气后处理的需要，还能实现相隔较远的甚至在

点火上止点以后的喷油脉冲。除了狭义的控制功能之外，ECU 还能采集和处理压电执行器的电特性参数，因此一方面可调节压电执行器的工作，另一方面又能在整个使用期间确保必要的功能监测。

图 3-41 示出了 Bosch 公司电磁阀多孔式（HDEV5）与压电外开式喷油器（HDEV4.1）燃油喷束和喷油量特性线的比较，可以看出无论是在喷油量跨度还是喷油量线性度和动态流量范围方面，压电式喷油器都要明显比电磁阀式喷油器更胜一筹。喷束引导燃烧过程采用喷油压力高达 20MPa 的多次喷射压电喷油器已能满足欧 6c 排放标准要求，特别是其中实际行驶排放循环（RDE）颗粒排放限值的要求。

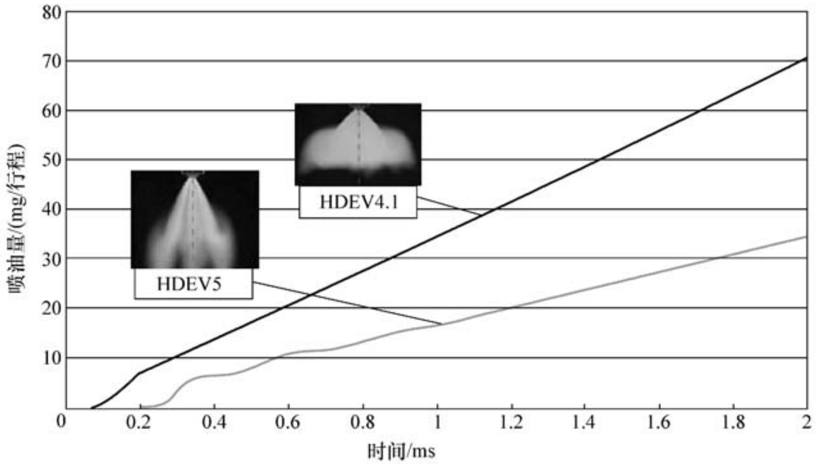


图 3-41　电磁阀式与压电式喷油器燃油喷束和喷油量特性线的比较

至目前为止，压电直接控制式喷油器已能够实现最小 50μs 间隔时间的多次喷射（每循环高达 5 次）和每次喷射 0.7mg 的最小喷油量。未来还将实现高达 8 次的喷射。

3.4　点火系统开发

3.4.1　缸内直喷式汽油机对火花塞的要求

现代缸内直喷式汽油机的点火系统普遍采用分缸独立高能点火系统，各缸的高能点火线圈直接与火花塞相连，与现代先进的进气道喷射汽油机无异，但是对火花塞提出了比进气道喷射汽油机更高的要求，因为缸内直喷式汽油机要求的燃烧条件，特别是在分层混合气运行时要比化学计量比混合气的进气道喷射汽油机严格得多，因此尤其需要火花塞具有更好的点火性能。

图 3-42 和图 3-43 示出了缸内直喷式汽油机点火的要求。

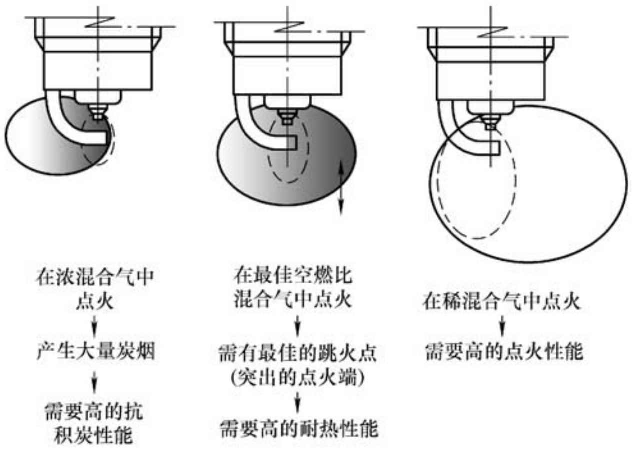


图 3-42　缸内直喷式汽油机对火花塞的要求——空间和空燃比的界限（一）

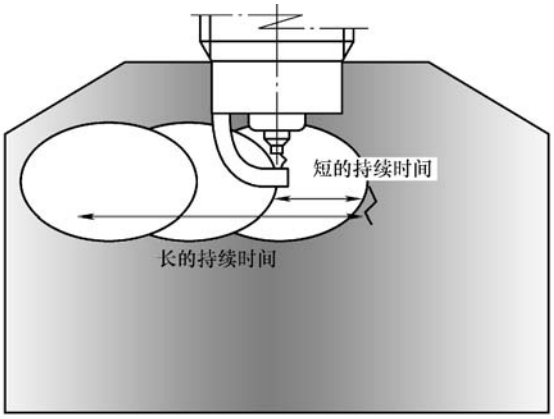


图 3-43　缸内直喷式汽油机对火花塞的要求——空间和空燃比的界限（二）

（1）高的耐热性能

为了实现分层燃烧，混合气应有足够的时间暴露在火花塞触点周围，点火点应尽量深入到易于点燃的足够浓的混合气区域，并且为了保证稳定可靠地点燃，火花塞电极周围处于着火界限内的混合气区域应足够大，因此缸内直喷式汽油机的火花塞要位于燃烧室较深的部位，其端部的温度也要比进气道喷射汽油机更高，因而必须具有更高的耐热性能。为了使火花塞能更好地散热，采取以下措施：①采用突出的金属壳来降低接地电极的温度；②采用铜芯接地电极来传热。

（2）高的抗积炭性能

分层燃烧时，较浓的混合气集中在火花塞周围，特别是喷束引导的分层燃烧过程喷射的油束会直接碰撞到火花塞，导致火花塞更容易产生积炭，这将会降低火花塞的绝缘性能而引起漏电，甚至导致火花塞不跳火，因此缸内直喷式汽油机用的火花塞应具有自洁能力和高的抗积炭性能。为此，采取以下措施来提高火花塞的抗积炭性能：①采用直径较小的直形绝缘体末端改善自洁能力；②减小火花塞间隙防止

积炭；③采用两段直径中心电极来改善自洁能力；④采用半表面放电型设计（见下文）来改善自洁能力。

（3）高的点火性能和耐久性

为了实现分层稀燃，必须确保在稀混合气中稳定可靠地点火，因此要求火花塞具有高的点火能量和较长的火花持续时间，并用铱合金的触点来提高火花塞的耐久性。

3.4.2 缸内直喷式汽油机火花塞技术的现状

图 3-44 示出了目前缸内直喷式汽油机使用的两种火花塞：铱合金电极的标准型火花塞和半表面放电型火花塞。它们与进气道喷射汽油机使用的火花塞是有区别的，在维修保养时决不能任意换用。

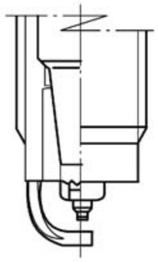
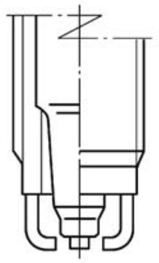
	标准耐久型	半表面放电型
类型		
特征	• 突出的跳火间隙 • 铜芯接地电极 • 两段直径中心电极 • 铱合金电极 • 细长的直形绝缘体端部 • 伸长的金属壳	• 突出的跳火间隙 • 两个接地电极 • 半表面放电 • 伸长的金属壳
优点	耐久性好	抗积炭好
缺点	抗积炭差	沟槽影响耐久性

图 3-44　缸内直喷式汽油机目前使用的火花塞

（1）标准型火花塞

这种伸长型火花塞的接地电极伸入燃烧室较深，当发动机高负荷运行时，点火点的温度很高，因而在电极中嵌入铜芯以提高其散热性，并通过增加金属端部长度以缩短电极本身的长度；另一方面，当部分负荷充量温度较低并进行分层燃烧时，需防止产生积炭，为此采用带有较长直形绝缘体和较小顶端直径的电极，以提高其局部温度。为了防止产生积炭，采用两段直径的电极并减小火花间隙。采用上述措施后，即使在容易产生积炭的分层燃烧时也能获得良好的点火性能和耐久性。但是采用的细长电极的耐久性较差，故采用贵金属替代原有材料。考虑到缸内直喷式汽油机都使用高能点火线圈，因而采用抗烧蚀性好的铱合金电极来提高耐久性，然而这种标准型火花塞对连续积炭的自洁能力仍然不足，必须采用进一步的改进措施。

（2）半表面放电型火花塞

和标准型火花塞一样，它也是伸长型的，火花塞的过热问题依然存在，为防止接地电极过热也采用伸长的金属壳，不过其接地电极比标准型火花塞短，因此不再需要如前所述的带铜芯的电极。但是，由于火花发生在紧靠绝缘体顶端表面的周

边，因此即使发动机在可能形成积炭的工况下运行，也具有优异的自洁效果。与标准型火花塞相比，这种火花塞在减少阻抗的降低和抗积炭性能方面更优越，因此在直喷式汽油机上表现出良好的使用性能，尤其是在发动机怠速和分层燃烧运行状态。不过，这种半表面放电型火花塞优异的自洁效果是以电极之间放电时在绝缘体顶端表面形成沟槽为代价的，从而成为其潜在的弱点。缸内直喷式汽油机比进气道喷射汽油机的压缩比高，更容易出现沟槽。目前，电极烧蚀是缩短火花塞使用寿命的主要原因，过多的沟槽将导致抗高温能力下降，加速火花塞的损坏，这是在缸内直喷式汽油机维修保养中经常会遇到的毛病。

3.4.3　缸内直喷式汽油机火花塞技术的改进

目前，缸内直喷式汽油机广泛应用的半表面放电型火花塞在绝缘体顶端表面形成沟槽已成为影响火花塞耐久性的重要因素，必须予以认真关注和改进。

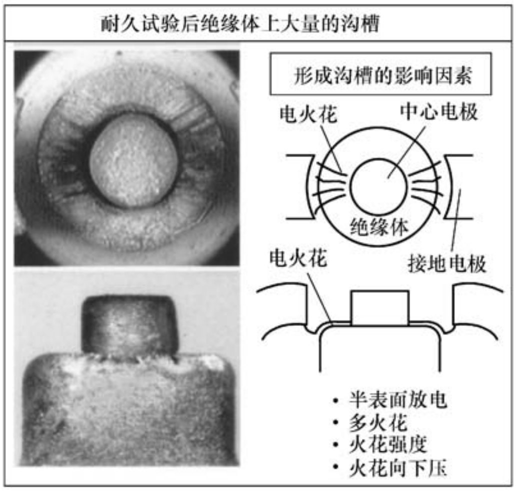


图 3-45　用于缸内直喷式汽油机的半表面放电型火花塞绝缘体上的沟槽

半表面放电型火花塞的沟槽是由于在中心电极与接地电极之间产生的电容放电使端面的绝缘材料剥落而形成的（图 3-45）。电容放电的电压和次数、火花强度与持续时间是形成沟槽的主要影响因素，而燃烧室中的压力、气体流动和温度则是其外在因素。增大火花塞的固有电阻减小电容放电电流（图 3-46），增大接地电极与中心电极绝缘体的重叠尺寸、增加接地电极上端的跳火率、减弱向下的火花强度（图 3-47），增加接地电极的数量分散火花强度（图 3-48）或采用空气放电电极与半表面放电电极相结合的混合型火花塞降低所需的跳火电压（图 3-49），以及缩短中心电极的突出长度使火花更易传播（图 3-50），都能减少沟槽的形成。

此外，用金属氧化物半导体材料镀覆放电表面，能够降低火花塞的跳火电压，减少沟槽的形成，但是当火花放电时这种镀层会快速消失。为了防止镀层脱落，利用 NTC（负温度系数）热敏电阻具有电阻随温度升高而降低的特性，采用含有这种热敏电阻材料的金属制成中心电极，在跳火过程中来自中心电极的分散粉末飞溅到绝缘体表面形成氧化物薄膜，从而降低跳火电压（降低 4.0kV），来减少沟槽的形成（图 3-51 和图 3-52）。

采取上述改善沟槽形成的措施，开发出了三种新型长寿命的半表面放电型火花

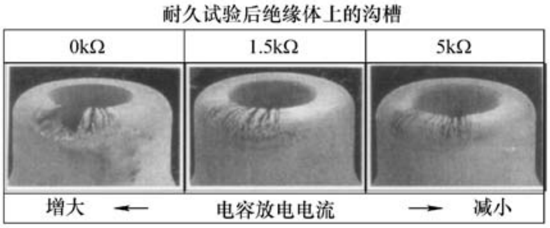


图 3-46　增大火花塞固有电阻，减小电容放电电流，减少沟槽的形成

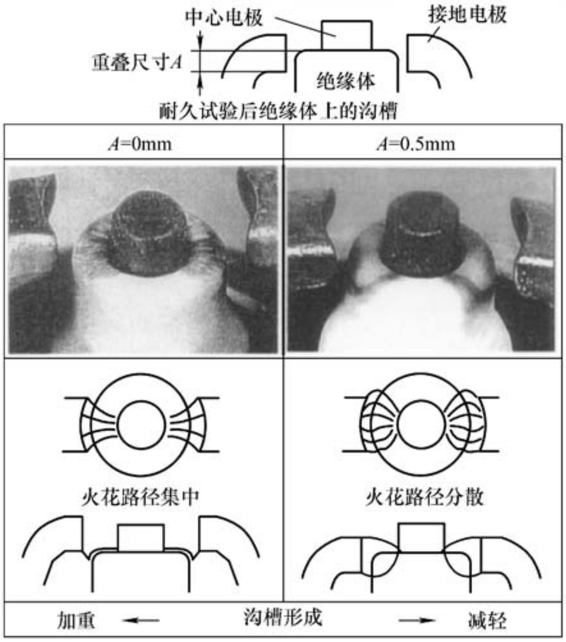


图 3-47　增大接地电极与中心电极绝缘体的重叠尺寸减少沟槽的形成

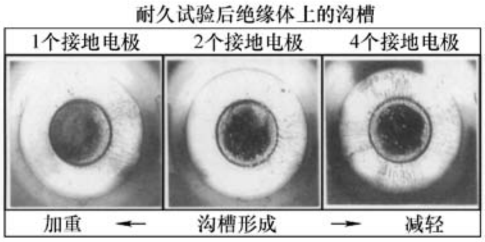


图 3-48　增加接地电极数量减少沟槽的形成

塞（图 3-53）。

- 3 个接地电极的半表面放电型火花塞：这种火花塞的接地电极与绝缘体之间具有较大的重叠尺寸，能有效防止形成沟槽，并在中心电极材料中添加了贵金属以抗烧蚀，其侧面容易过度烧蚀，为此采用激光焊接技术在其朝向绝缘体的内侧面镀铂合金，既抑制了中心电极的烧蚀，又能有效分散形成半导体薄膜的飞溅原子防止绝缘体形成沟槽。这种火花塞不仅具有优良的自洁能力，而且还能将火花塞的跳火点保持在

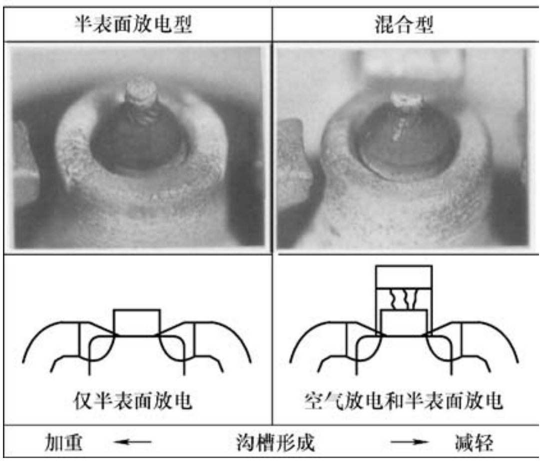


图 3-49　采用混合型火花塞减少沟槽的形成

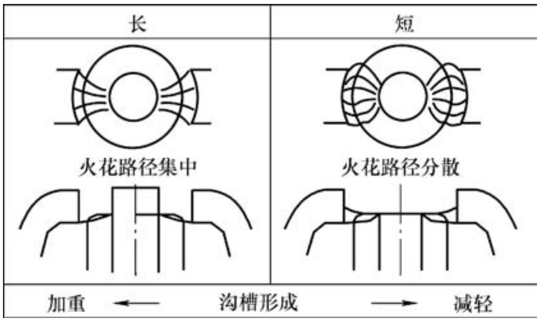


图 3-50　缩短中心电极突出长度减少沟槽的形成

绝缘体的顶面，从而能确保分层燃烧的稳定性。

- 4 个接地电极的半表面放电型火花塞：这种火花塞 4 个接地电极顶面采用贵金属圆片以防烧蚀，并且与绝缘体之间有较大的重叠，中心电极顶端又与绝缘体顶端齐平，能有效防止绝缘体形成沟槽。这种火花塞同样也具有优良的自洁能力，并且火花更为分散，更有利于稳定的分层燃烧。
- 3 个接地电极的混合型火花塞：这种火花塞将空气火花路径与半表面火花路径结合起来，既降低了跳火电压，又减少了半表面跳火率，有效地解决了形成沟槽

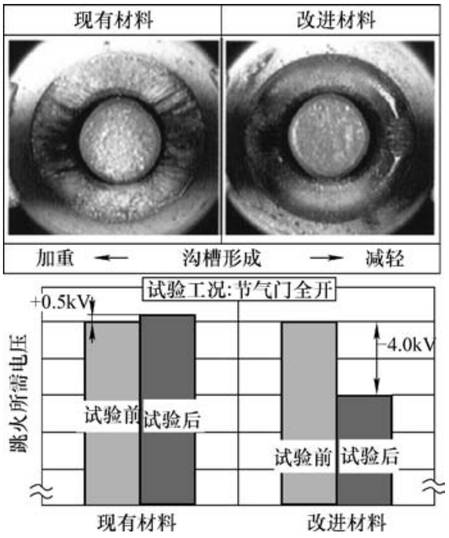


图 3-51　改进中心电极材料减少沟槽的形成

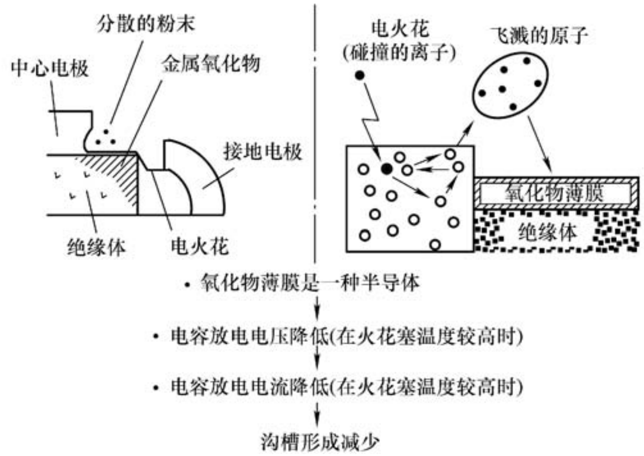


图 3-52　绝缘体表面形成氧化物薄膜降低跳火电压减少沟槽形成的机理

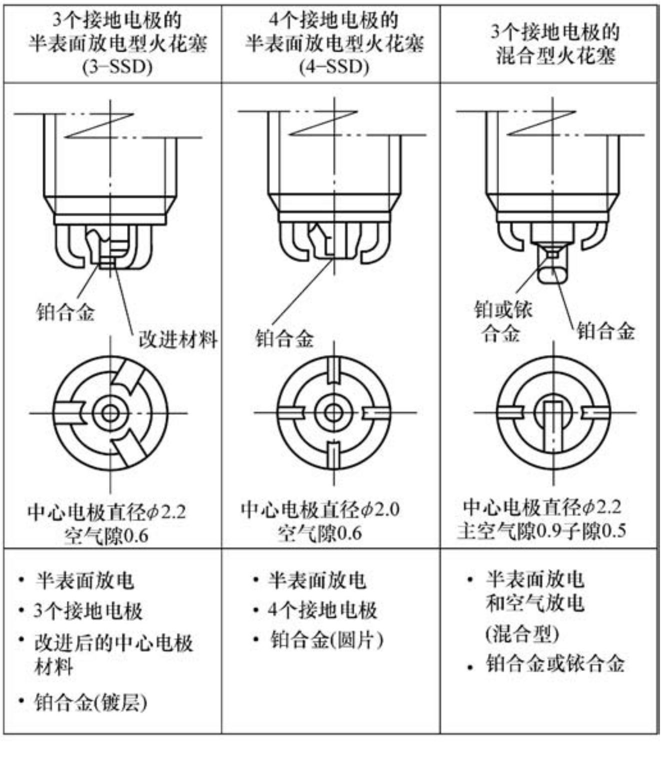


图 3-53　用于缸内直喷式汽油机的长寿命半表面放电型火花塞

的弊病，而且具有与其他火花塞相比最好的自洁能力，因而非常适合于压缩比和气缸压力很高的缸内直喷式汽油机。这种火花塞可根据气缸状况在空气火花和半表面火花之间转换，在容易产生积炭的运行工况时，接地电极以半表面跳火为主能确保

自洁能力，但是此时半表面跳火的位置靠后，因而火花传播路径的设计对发动机运行工况的适用性就显得非常重要。这种火花塞的中心电极顶端采用铱合金，能防止高能火花放电引起的烧蚀。

在实际运行中，这三种火花塞都显示出了优良的自洁能力，具有高的抗积炭能力和耐久性，能确保分层燃烧过程的稳定性，特别是带有 3 个接地电极的混合型火花塞，能满足现代缸内直喷式汽油机分层燃烧等更为严酷的运行条件（图 3-54 ~ 图 3-57）。

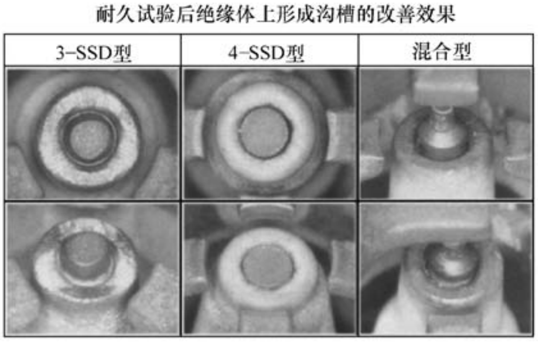


图 3-54　用于缸内直喷式汽油机的长寿命半表面型火花塞改善绝缘体上形成沟槽的效果

图 3-55　用于缸内直喷式汽油机的长寿命半表面型火花塞的改善效果（一）

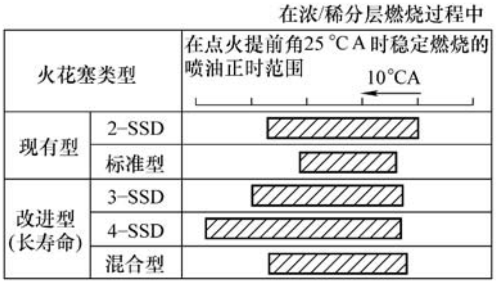


图 3-56　长寿命半表面型火花塞用于缸内直喷式汽油机改善燃烧稳定性的效果

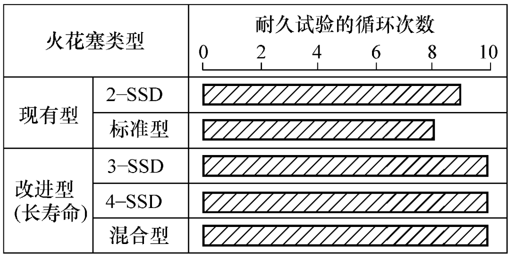


图 3-57　用于缸内直喷式汽油机的长寿命半表面型火花塞的改善效果（二）

3.5　废气再循环系统开发

3.5.1　废气再循环的作用

除了机内措施之外，废气再循环（EGR）是降低氮氧化物原始排放的有效技术措施。在燃油－空气混合气燃烧时，燃油中的 HC 与纯净空气中的氧起反应，若将废气混入纯净空气中，再循环的废气作为惰性气体不参加燃烧，降低了气缸充量中氧的浓度，就能降低空燃混合气的燃烧速度，从而降低了最高燃烧温度。因为氮氧化物生成的反应速度与燃烧温度成指数关系，随着 EGR 率的增加，燃烧温度降低，NO_x 排放明显减少，但与此同时 HC 排放将会增加（图 3-58）。

在汽油机应用直接喷射技术之前，EGR 主要是被用来降低部分负荷运行时的燃油耗。因为燃烧所需要的空气量是用节气门来调节的，由于节流特别是在部分负荷运行范围内产生了换气损失，从而对发动机效率产生了不利的影响，因此通过在节气门后引入废气来减少节流损失。对于缸内直喷式汽油机而言，以 $\lambda=1$ 均质混合气运行时，上述作用依然有利于降低燃油耗，而在部分负荷稀薄分层混合气运行

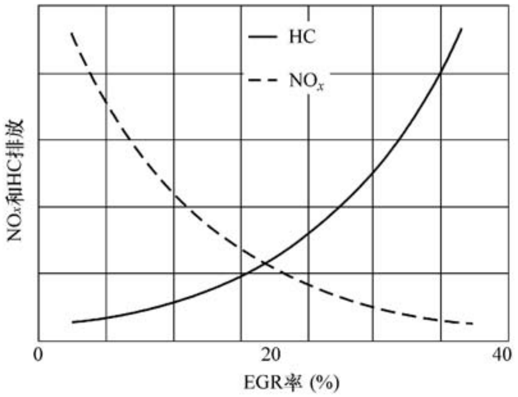


图 3-58　EGR 对 NO_x 和 HC 排放的影响

时，节气门全开节流损失大大减小就能降低燃油耗。然而，现代缸内直喷式汽油机大多采取涡轮增压和小型化的策略，发动机更频繁地运行在中高负荷区域（图 3-59），因此进一步降低中高负荷区域的燃油耗具有特别重要的意义。由于涡轮增压缸内直喷式汽油机在中高负荷区域的泵吸损失较小，因而可通过采用冷却 EGR 抑制爆燃提前点火正时、降低排气温度减少燃油加浓以及增大比热比等方法来改善燃油经济性。图 3-60 示出了冷却 EGR 对改善燃油经济性的机理。对 EGR 废气进行冷却能改善气缸充量及其 EGR 的兼容性，因而 EGR 的效果随着再循环废气温度的降低而增大，因此在涡轮增压缸内直喷式汽油机上往往采用冷却 EGR。

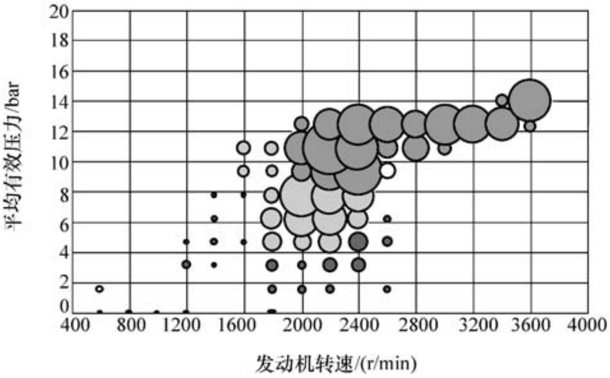


图 3-59　1.6L 小型化涡轮增压缸内直喷式汽油机在 US 行驶循环中的运行工况点分布

EGR 率是再循环废气质量流量与发动机吸入的纯净空气质量流量之比。在传统的进气道喷射汽油机上，为了避免节流损失，EGR 废气仅仅在低部分负荷运行范围内被引入，此时 EGR 率通常为 20%。

图 3-61 示出了缸内直喷式汽油机典型的 EGR 运行范围。在欧Ⅴ机型上，部分

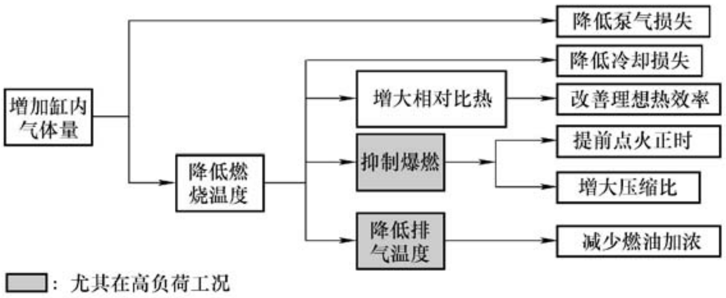


图 3-60　冷却 EGR 对改善燃油经济性的机理

负荷运行时节气门全开，发动机充量分层无节流运行，吸入大量纯净空气，燃油仅局部与空气分层混合，过量空气系数达到 $\lambda=5$，并采用 EGR 以降低 NO_x 原始排放。在较高负荷运行时，则与传统汽油机一样，发动机以近似化学计量比（$\lambda\approx1$）或空气略过剩的均质充量运行，此时为了减少 NO_x 的原始排放，EGR 率最大可达到 30%，这特别有利于燃油的蒸发。从中等转速起，在较高的部分负荷下，缸内直喷式汽油机通常无 EGR 均质运行。在最高负荷范围内，则选择 $\lambda<1$ 的浓混合气运行，以减缓燃烧速度，降低燃烧温度，避免零件热负荷过高。与欧Ⅴ机型相比，欧Ⅵ机型的废气再循环不仅局限于分层运行和均质运行的部分负荷工况区域，而且在全负荷范围内也采用废气再循环（图 3-61），以替代混合气加浓进一步降低燃油耗，同时低转速至中等转速范围内的全负荷爆燃倾向也明显降低。为了增加进入发动机的空气质量，并进一步优化充气效率，在大多数发动机上都借助于用冷却液冷却 EGR 废气管或 EGR 冷却器对再循环废气进行冷却。

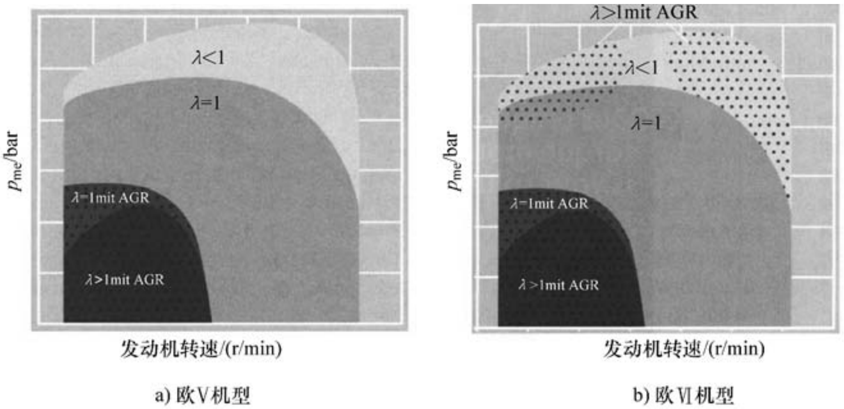


图 3-61　缸内直喷式汽油机典型的 EGR 特性曲线运行范围
（图中 mit AGR = 采用废气再循环）

3.5.2　废气再循环系统的分类和比较

按照再循环废气从排气管抽取和注入进气管的位置不同，冷却 EGR 系统可分为以下 3 种类型，如图 3-62 所示。

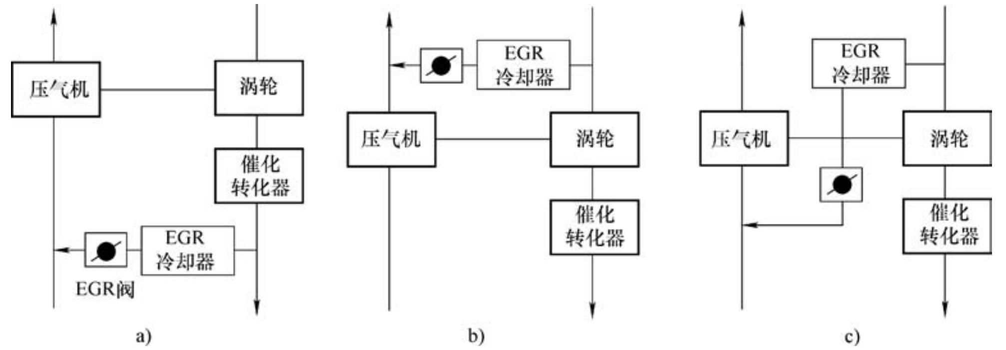


图 3-62　冷却 EGR 系统的分类

a）LP－EGR 系统　b）HP－EGR 系统　c）混合 EGR 系统

- 低压废气再循环（LP－EGR）系统：EGR 废气从涡轮下游抽取，并在压气机上游注入。
- 高压废气再循环（HP－EGR）系统：EGR 废气从涡轮上游抽取，并在压气机和/或节气门下游注入。
- 混合废气再循环（混合 EGR）系统：EGR 废气从涡轮上游抽取，并在压气机上游注入。

表 3-2 列出了每种冷却 EGR 系统在 EGR 区域宽度、抑制爆燃和降低排气温度三方面的优缺点，这三方面正是改善涡轮增压缸内直喷式汽油机中高负荷区域燃油经济性的主要因素，相比之下 LP－EGR 系统在各方面都更胜一筹。下面就以 LP－EGR 系统为主探讨。

表 3-2　冷却 EGR 系统的比较

项目	参数		
EGR 系统	LP－EGR	HP－EGR	混合 EGR
EGR 区域宽度	＋＋	－	＋
爆燃抑制	＋＋	＋	＋
降低排气温度	＋＋	＋	＋

（1）涡轮增压条件下 EGR 区域的宽度

图 3-63（见彩插）示出了各种 EGR 系统用于涡轮增压缸内直喷式汽油机时的压差等值线。EGR 系统的压差指的是再循环废气抽取口与注入口之间的压力差。HP－EGR 系统在图中画有斜线的区域进气压力高于排气压力，因而当 EGR 阀开启时新鲜空气会进入排气管。而 LP－EGR 系统在相同区域中系统提供正的压差，这

意味着在改善低转速高负荷工况的燃油经济性方面，LP－EGR 系统可在更大范围内注入再循环废气。另一方面，混合 EGR 系统在相同区域显示出比 LP－EGR 系统更大的压差，不过这一压差是在 EGR 阀关闭的情况下获得的，当 EGR 阀开启时就会有以下问题：图 3-64 为低转速区域充气效率（进气量）随 EGR 率变化的模拟计算结果，由于混合 EGR 系统的再循环废气抽取口位于涡轮上游，较大的压差会影响到排气压力传递到涡轮，导致涡轮效率下降，也就会使充气效率相对较低，而 LP－EGR 系统就不会发生这种情况，这也意味着混合 EGR 系统无法在 EGR 系统压差很大的低转速工况产生足够的转矩。

正如上文所述，LP－EGR 系统在改善燃油经济性方面比其他系统更有效，因为它在低转速高负荷区域有更大范围可注入再循环废气。

（2）抑制爆燃的效果

众所周知，冷却 EGR 能抑制爆燃，但是再循环废气中的氮氧化物特别容易引起燃油自燃。从图 3-65 可知，当进气管中 NO_x 浓度为零时，EGR 率每增加 10%，爆燃裕度［最大转矩的最小点火正时（MBT）与爆燃强度阈值的点火正时之差］就能改善 3°CA，而当进气管中 NO_x 浓度增加时，改善发动机爆燃裕度的实际效果就会降低。由于 LP－EGR 系统是在催化转化器下游抽取再循环废气的，其中 NO_x 含量很少，因而抑制爆燃的效果更好。图 3-66 所示出的试验结果中证实，当 EGR 率为 10% 时，爆燃裕度约改善 3℃A。

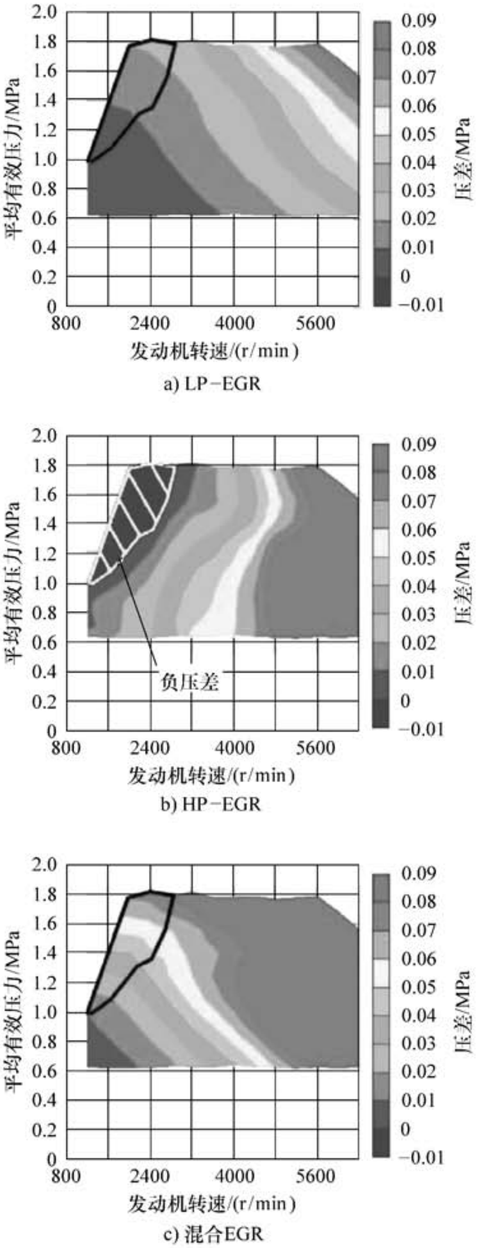


图 3-63　各种 EGR 系统再循环废气抽取口与注入口之间压力差（EGR 阀关闭状态）的比较

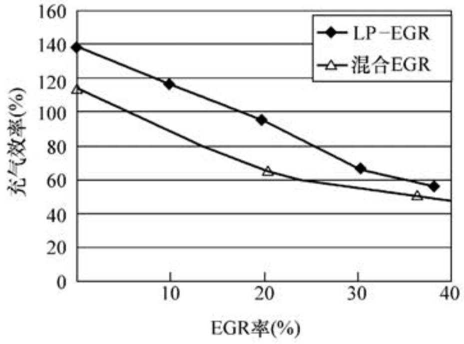


图3-64　充气效率随EGR率的变化（1600r/min，节气门和涡轮废气放气阀全开）

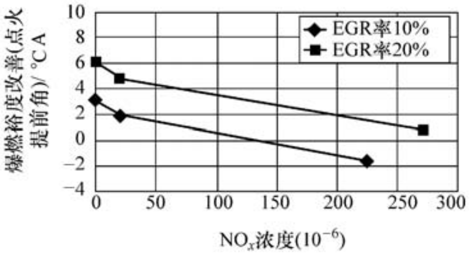


图3-65　进气管中NO_x浓度对改善爆燃裕度的影响（单缸汽油机，转速1600r/min，平均指示压力1.5MPa）

（3）降低排气温度的效果

图3-67示出了在高转速高负荷工况应用冷却EGR时点火正时与排气温度之间的关系，证实在高负荷区冷却EGR可降低排气温度，因而可以扩展化学计量比燃烧区域，改善实际运行燃油耗。按图3-63所示，在高转速高负荷区域3种EGR系统都可以提供足够的EGR压差，但是得到的EGR率受到燃烧稳定性和涡轮增压器压比的限制，因而即使每种EGR系统都可得到相同的EGR率，但是因LP－EGR系统可抑制爆燃，相应能提前点火正时，因此它降低排气温度的程度也要比其他两种系统的更大。

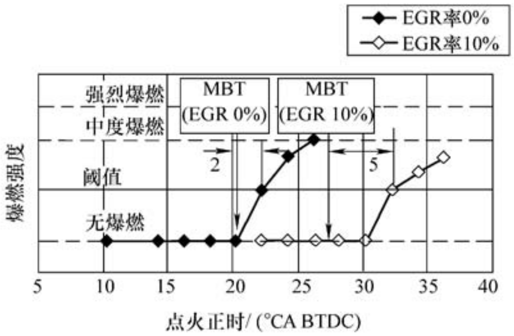


图3-66　LP－EGR系统抑制爆燃的效果（多缸汽油机，转速2000r/min，平均有效压力0.7MPa）

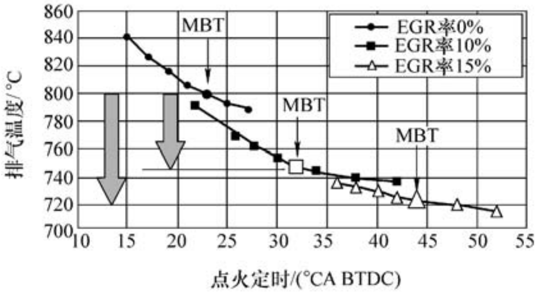


图3-67　冷却EGR降低排气温度的效果（转速4000r/min，平均有效压力0.9MPa）

综上所述，缸内直喷式汽油机采用 LP - EGR 系统能获得最佳的燃油经济性改善效果，因为它在低转速高负荷区域有较宽的 EGR 正压差区，能较好地抑制爆燃，提前点火正时，通过降低排气温度缩小燃油加浓区。

3.5.3 废气再循环的特性及其控制

与常规 EGR 系统相比，LP - EGR 系统具有一些显著的特点（表 3-3），它们使系统难以稳定地提供合适的 EGR 率。再循环废气抽取口与注入口之间的压差较低是 LP - EGR 系统较为明显的特点之一，成为影响再循环废气稳定供应的因素。另一个特点是 LP - EGR 系统的通路较长，EGR 冷却器和 EGR 管路中有较大的死容积，这可能会影响瞬态运行时的 EGR 可控性和瞬态响应，因而 EGR 阀作为 EGR 率的调节装置尽量靠近地集成在进气模块上是有益的。以下介绍为保证LP - EGR 系统可靠运行所采取的措施。

表 3-3　LP - EGR 系统的特点

特点	影响	后果
系统压差低	难以控制 EGR 阀在每个工况点得到稳定的 EGR 率	基于空气流量等的压差影响 EGR 率
EGR 通路长	难以控制瞬态 EGR 率	由于排气压力滞后于进气空气流量变化，影响 EGR 率偏差

（1）稳态工况下的 EGR 率特性

图 3-68 示出的采用 LP - EGR 系统的发动机在稳态运行时的试验结果表明，若 EGR 阀开度固定的话，则 EGR 率是一定的，而与随节气门开度变化的进气空气流量无关，因此可以用 EGR 阀的开度来控制 EGR 率。不过，因为实际发动机运行中有排气脉动，在进气空气流量特别小的情况下无法维持这种关系，这一点限制了 LP - EGR 系统在低负荷工况的应用。

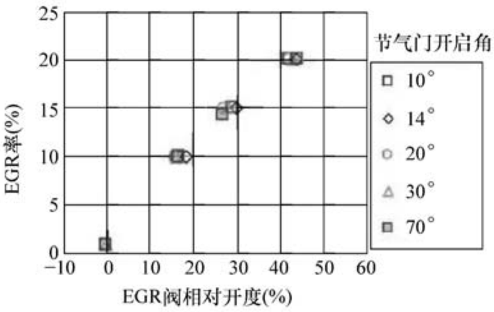


图 3-68　节气门开启角不同时 EGR 率随 EGR 阀开度的变化

（2）瞬态工况下的 EGR 率特性

如上所述，在稳态工况下可以稳定地控制 EGR 率，但是在瞬态工况下的情况就不同了。图 3-69 示出的是在相同的 EGR 阀开度下，节气门突然关小发动机减速时进气空气流量急剧减小的情况，可见此时 EGR 率会瞬间增大。这是由瞬态工况下进气空气流量变化与排气压力变化不同步所引起的。在节气门迅速关小减速时，进气空气流量立即减小，而排气压力的下降在时间上略有滞后，使得 EGR 流量的

减小产生延迟，结果就导致 EGR 率增大，但是当排气压力下降后再循环废气流量就减小，EGR 率也逐渐变得稳定（图 3-70）。

排气压力的变化相对于进气空气流量变化的延迟可以用进气空气流量加以修正，因此开发了一个控制程序来修正反应延迟期间的 EGR 阀开度，通过进气空气流量变化前后的数值算出的排气压力之比来确定修正率。图 3-71 示出的是否使用修正控制所得到的结果表明，修正 EGR 阀开度显著减小了 EGR 率的波动。为了在量产车型上稳定地实施 EGR 控制程序，还需添加判别条件和其他一些附加修正，使控制程序能适用于各种行驶环境。

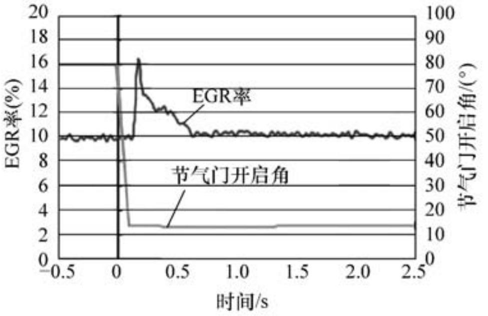


图 3-69　瞬态（减速）工况下 EGR 率的变动（转速 2000r/min，平均有效压力 1.1MPa→0.7MPa）

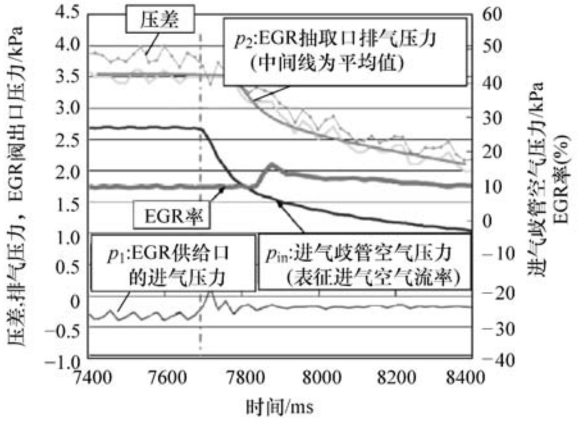


图 3-70　瞬态（减速）工况下的压力变动（转速 2000r/min，平均有效压力 1.1MPa→0.7MPa）

3.5.4　废气再循环的效果

根据以上试验研究成果构建的 LP－EGR 系统（图 3-72）用于一台压缩比为 10.5 和排量为 1.6L 的四缸涡轮增压缸内直喷式汽油机的试验结果（图 3-73）表明，当 EGR 率为 20% 时燃油经济性约改善了 5%。图 3-74（见彩插）的等值线显示出稳

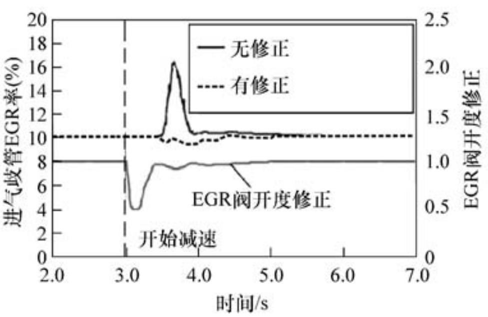


图 3-71　EGR 率修正控制的效果（减速工况）

态工况下恒定 EGR 率 10% 改善燃油经济性的效果。在相同的发动机转速下，对高负荷工况燃油经济性的改善更为显著，这对于进一步小型化的缸内直喷式汽油机来说是具有重要意义的。

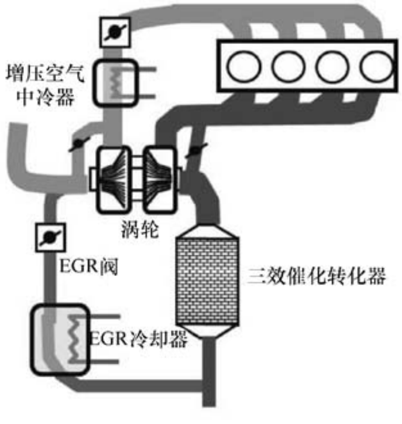


图 3-72　LP－EGR 系统简图

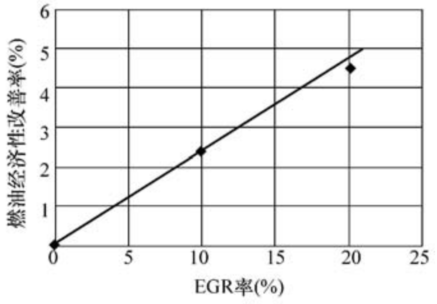


图 3-73　冷却 LP－EGR 改善燃油经济性的效果（转速 2000r/min，平均有效压力 0.9MPa）

3.5.5　组合废气再循环系统的应用

HP－EGR 系统（见图 3-62b）是目前最常用的 EGR 系统，其优点是结构简单，管路占用空间较小，因而在瞬态运行状态下具有较好的可调节性，并相对不易污染和形成冷凝物。

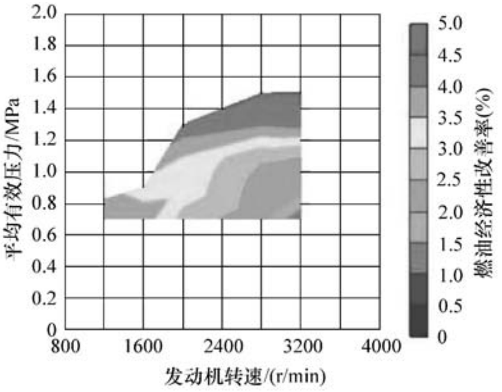


图 3-74　冷却 LP－EGR 改善燃油经济性的效果（EGR 率 10%，稳态工况）

LP－EGR 系统的再循环废气可以在废气涡轮后三效催化转化器前或后抽取。这两种结构布置形式示于图 3-75，其中从三效催化转化器前取出的再循环废气是“原始废气”，而从三效催化转化器后取出的再循环废气则是“清洁废气”。就这两种情况而言，LP－EGR 系统的管路布置在原理上要比 HP－EGR 系统更好一些，因为前者废气中的热量已被增压器涡轮、废气再循环冷却器和增压空气冷却器取走，特别是在中高负荷运行范围内可获得好处，因在中高负荷范围内为避免爆燃增压空气温度必须尽可能的低。HP－EGR 系统要具有相似的冷却效果，则必须采用一个尺寸明显较大因而价格较贵和结构空间大而重的 EGR 冷却器，而且这样的 EGR 冷却器必须布置在低温冷却循环回路中。LP－

EGR系统的第二个优点是再循环废气在气缸中可达到较为理想的均匀分布，因为吸入的新鲜空气和再循环废气最迟在压气机后就已被较为理想地搅匀了。最后，LP-EGR系统在发动机某些运转状态下表现出较好的增压器响应性能，因为增压器在较高的转速下仍能保持流过较大的质量流量，因而在突然要求提高增压压力的情况下只需较小的转速升高。

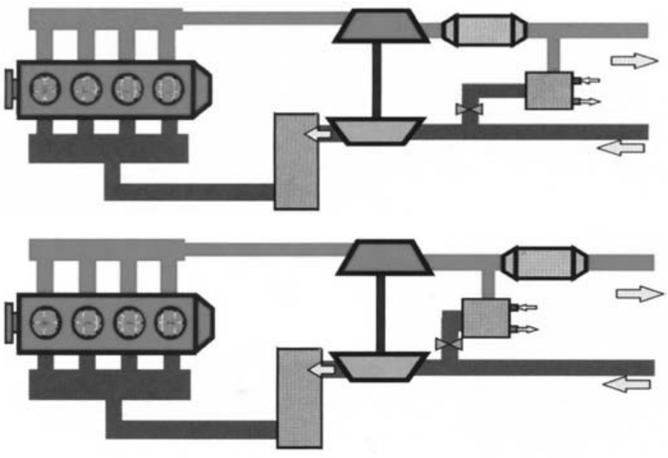


图3-75　LP-EGR系统的两种布置形式（上：采用清洁废气；下：采用原始废气）

发动机整个特性曲线场中有效的废气再循环策略是根据下列因素来制订的：

1）废气再循环所需的压差。

2）对再循环废气冷却的要求。

3）废气再循环对泵吸损失的影响。

4）与借助于可变气门机构的内部废气再循环实现最佳的组合。

图3-76示出了实现10%~15%废气再循环率所可能的EGR策略，同时还注明了在特性曲线场中对再循环废气冷却的要求。在空气侧或废气侧设置节流元件能扩大所示出的运行范围，但是因节流会产生效率损失，因而不在考虑之列。

在图3-76特性曲线场右上方的负荷范围内可采用HP-EGR或LP-EGR。已借助于一维计算研究过这两种方案的泵吸损失的差异，以便能找到其中燃油耗最佳的EGR策略，其结果示于图3-77。从图中可以看到，HP-EGR的泵吸损失要比LP-EGR的小些，而且显然HP-EGR和LP-EGR的组合已呈现出与采用100% HP-EGR策略相似的较低的泵吸损失，这是燃油耗优化的EGR策略的一个重要着眼点。

此外，就LP-EGR而言，从催化器前取出再循环废气（“原始废气”）能获得比从催化器后取出再循环废气（“清洁废气”）更小的泵吸损失。

正如计算所表明的那样，在单单考察泵吸损失（不考虑热力学的其他方面）

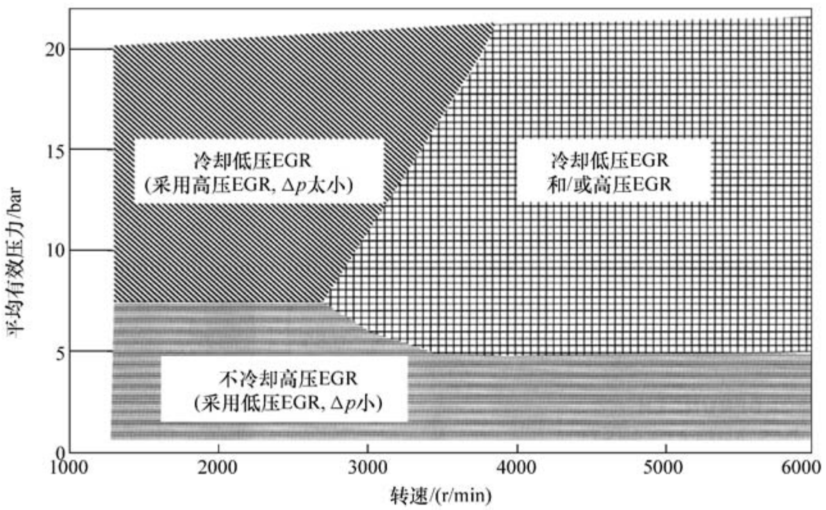


图 3-76　以运行压力差和冷却来区分的可能的高低压 EGR 分配

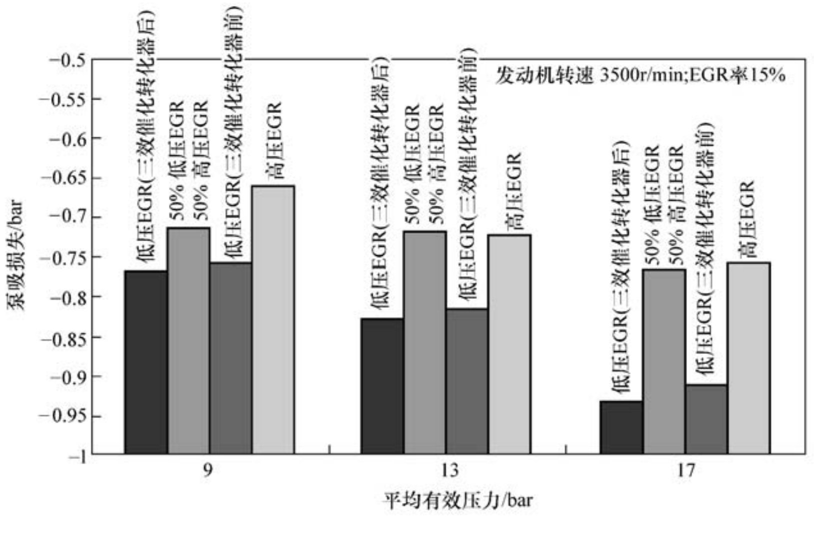


图 3-77　不同 EGR 策略的计算泵吸损失

的情况下，在上述采用 HP－EGR 的特性曲线场范围内，与 LP－EGR 相比最多能获得 1% 的节油效果。因此，必须通过这两种 EGR 系统适当地组合，将它们的优点结合起来，寻找到一种燃油耗最佳的 EGR 策略，为此有必要应用一种同时装有 LP－EGR 与 HP－EGR 两套管路的组合 EGR 系统。

现代增压缸内直喷式汽油机布置在废气涡轮后的近发动机前置三效催化转化器会产生压力损失，这对于应用 LP－EGR 有着重要意义，特别是在低速低负荷运转

工况范围内可能是至关重要的，因为原本此时 EGR 运行的压力降就较小。而从催化器前取出再循环废气的方式能提供更多的优点：

1）由于废气涡轮可获得较为有利的压比而使泵吸损失较小，因而能获得更低的燃油耗。

2）由于采用 EGR 的发动机其废气涡轮的功率较高（同样是因废气涡轮可获得较为有利的压比的缘故），因而在理论上可达到较高的发动机功率。

3）由于废气中含有的 HC、H_2 和 CO 是在气缸中而不是在催化器中被转化的，因而能进一步降低燃油耗。假定燃烧效率为 97% 的话，那么可这样来估算：3%（废气中的燃油）×15%（废气再循环率）×0.25（平均指示压力）= 0.11%（理论节油率）。此外，由于在原始废气中含有的 H_2 和 CO 的体积分数最多分别可达到 0.5% 和 0.8%，因而提升了燃烧速度和燃烧效率。

4）防止发生来自催化器的颗粒物可能对增压器压气机的损坏。然而，这种现象主要发生在发动机第一个 100h 运转期间新催化器状态时，能采取相应的措施予以避免。

5）有可能将废气再循环阀设计得小一些。

6）在催化器中发生放热反应情况下催化器前的废气温度较低。

在一台 2.0L 缸内直喷式汽油机上所进行的试验研究结果明确地证实了从催化器前取用原始废气的 LP－EGR 相对于从催化器后取用清洁废气的 LP－EGR 的优越性。根据运转工况点的不同，采用原始废气的 LP－EGR 的节油效果可达到1.5%～3.5%，而 HC 排放可减少 15%～35%，这是由于燃烧持续期最多可缩短 11% 以及泵吸损失最多可减少 17%（视增压度不同而有差异）的缘故。此外，采用原始废气的与采用清洁废气的 LP－EGR 相比，其涡轮进口温度可降低 7～30K，这是很有利的。除了少数特性曲线场范围之外，这种试验发动机能在大多数特性曲线场范围内采用这两种 LP－EGR 方案以相同的点火正时运行。

这种从催化器前取用原始废气的 LP－EGR 系统的主要缺点是存在污染压气机的危险，因为催化器能将易黏附在压气机上的碳氢化合物大部分氧化掉，然而总的来讲在上述试验研究中压气机的污染是没有什么问题的。第二个缺点是原始废气可能会导致较高的爆燃倾向，这可从前面曾提到过原始废气中含有的 NO_x 份额找到根据，然而在这里所进行的研究尚不能明确地证实这种效应。

在 LP－EGR 与 HP－EGR 组合系统中，废气涡轮增压器以明显不同的质量流量运行。附加的 LP－EGR 系统开辟了一些重要的优点，因为废气涡轮增压器的运行工况点能被移向高效率区域。压气机附加的热力负荷、机械负荷和化学负荷（例如催化器的陶瓷颗粒、冷凝物等）要求仔细地设计压气机叶轮和压气机前的 EGR 导入管，并要经过专门的严格的鉴定运转试验。LP－EGR 系统已适用于柴油机，并已批量使用。正如广泛的试验研究所证实的那样，这种组合 EGR 系统从柴油机推广到汽油机并无大的困难。在这里所介绍的试验研究中已经确认，采用清洁

废气和原始废气的 LP－EGR 每进行 50h 台架运行后压气机绝无任何明显的污染、腐蚀或其他的损坏。

以下介绍满足一款增压缸内直喷式汽油机要求的一种采用原始废气的组合 EGR 系统的控制策略。

发动机在低部分负荷运行时带有强烈的节流，必须应用不冷却的 EGR，此时热的废气甚至于还是有益的，因为它能使发动机消除热节流。此时没有足够大的压力差可供 LP－EGR 系统运行使用，只有提供缸内不冷却的高压废气再循环。某些试验研究表明，通过内部和外部 EGR 率之间的最佳分配（借助于凸轮轴相位调节器或可变气门机构）在一些特性曲线场范围内最多能获得 2.5% 的节油效果。在中等部分负荷和中低转速时，采用原始废气的 LP－EGR 是最佳的解决方案，因为此时再循环废气有可能进行附加的冷却，并且在整个气缸内能达到理想的均匀分布。在中高负荷和转速时必须将采用原始废气的 LP－EGR 与冷却或不冷却的 HP－EGR 组合使用，因减少的泵吸损失最多能使燃油耗降低 1%。必要时这种组合可借助于发动机的爆燃识别来进行调节。原则上，在发动机达到爆燃极限的运行范围内，EGR 线路必须选用冷却 LP－EGR。采用原始废气的 LP－EGR 改善了发动机的效率和 HC 排放，并允许使用较小的废气再循环阀，而 HP－EGR 则具有略低的泵吸损失、良好的瞬态特性以及避免形成冷凝物等优点，因此这是冷起动和变工况瞬态运行时较合适的 EGR 控制策略，而两种系统组合使用的基础是在较高的负荷时只要发动机没有达到爆燃极限。建议现代增压缸内直喷式汽油机采用原始废气的组合 EGR 系统，其控制策略归纳于图 3-78。

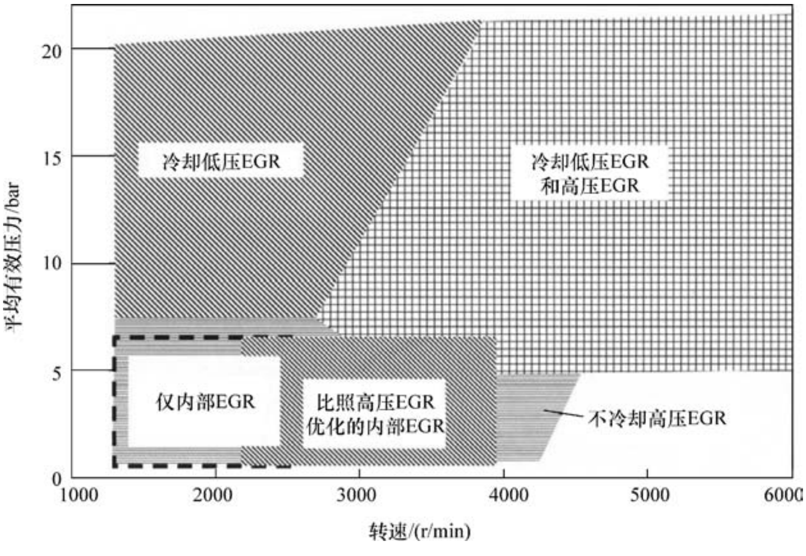


图 3-78　缸内直喷式汽油机应用的组合式 EGR 策略

3.5.6　废气再循环阀的开发

（1）对直喷式汽油机 EGR 阀的要求及其开发原则

在现代直喷式汽油机上，为了满足缩短调节时间和精确地调节再循环废气量的要求，大多采用电驱动式 EGR 阀，由于执行机构的驱动力、响应速度和依赖于汽车真空系统的原因，排除了使用气动驱动方式的可能性。EGR 阀必须在可调节性、调节精度、密封性和可靠性等方面满足现代直喷式汽油机所提出的要求。

越来越严格的排放法规迫使要求越来越精准地计量再循环废气量，因此 EGR 阀必须具有更短的开启和关闭时间，要求在负荷变化时 EGR 率必须无滞后地与之相适应。

为了避免汽车出现不希望的行驶状况，例如因吸入外部空气而引起的发动机冲动，EGR 阀的密封性是特别重要的。通常，EGR 阀的阀盘是向废气侧打开的，阀盘由废气背压来闭锁，并由一个回位弹簧确保阀盘处于关闭位置，即使在增压压力大于废气背压的情况下也能确保 EGR 阀密封，这样既可以在不需要 EGR 时可不通电，又符合一般用户希望“无电流时阀处于关闭状态”（失效保护）的要求。在自然吸气直喷式汽油机上，废气背压高达 0.2MPa，因而在 EGR 打开时最大压差可达到 0.1MPa，而增压机型的压差还要大一倍，EGR 阀的执行机构和调节机构必须克服由这样的压差和回位弹簧力合成的闭锁力。图 3-79 示出了各种不同 EGR 阀执行机构调节力与典型闭锁力的比较，显然只有直流电动机驱动或类似驱动方式的 EGR 阀才能胜任。

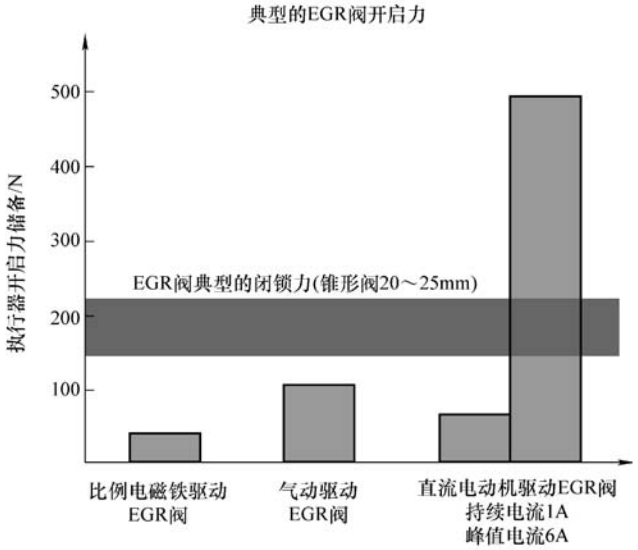


图 3-79　各种不同 EGR 阀执行机构调节力与典型闭锁力的比较

EGR阀的调节回路可能由于污染、摩擦和零件磨损等因素受到影响而需要予以校正。在大多数应用场合，由发动机主电控单元采用动态脉宽调制信号来调节EGR阀电动执行器，同时接受由EGR阀发出的位置反馈信号实施闭环控制。

邻近的电驱动设备的电磁辐射有可能对电驱动EGR阀的功能和调节产生干扰。为了避免这类故障，必须满足电磁兼容性（EMV）和静态电磁辐射（ESD）规范的要求。

在直喷式汽油机上，EGR阀入口的废气温度可高达550℃。当EGR率高达30%时，再循环废气带入的热量是零件材料选择的决定性因素。为了能胜任至少将使用寿命提高到250 000km，在批量使用之前必须考虑到所有的运行条件全面地验证EGR阀的可靠性。

EGR阀在发动机上的布置和在EGR系统中所处的位置对于EGR阀入口废气温度、EGR流入口和流出口之间的压比、环境温度以及振动负荷等具有决定性意义，这些参数成为材料选择、EGR阀设计特别是阀的尺寸所必须考虑的基本因素。无论采用何种形式的EGR系统以及从什么部位提取再循环废气，高温废气的冷却是通过相对较长的EGR废气管道或EGR阀中的冷却液通道或专用的EGR冷却器来保障的。EGR阀位置的选择应尽可能使再循环废气的入口温度不超过530℃，从而能够使用压铸铝合金壳体降低成本。

EGR阀盘直径的设计原则是获得必要的再循环废气流量、压力水平和废气温度。最佳的阀盘直径是用计算程序并考虑到流动几何学借助于计算流体力学（CFD）模拟计算得到的。为了尽可能减少阀座的泄漏，并获得最佳的最小流量调节性能，阀和阀座的几何形状特别重要。因EGR阀盘是逆着废气流打开的，因此废气流的压紧力有助于EGR阀关闭状态时的密封性。

此外，未来发动机的动态负荷交变要求很高的EGR调节品质。为了能够最佳地调节不断变化的空燃比，必须由发动机电控单元预先计算出所必需的EGR率。这是由一个热力学模型来实现的，它根据EGR阀的瞬时位置计算出当时所必需的最佳EGR率。

通常，电驱动EGR阀由具有阀座和阀导向的壳体、阀盘、阀杆密封圈、回位弹簧以及将电执行器的旋转运动转换为阀升程运动的机械转换机构等组成，同时在电执行器壳体中集成了一个测量阀升程的位置传感器。以下介绍两种新型的电驱动EGR阀的开发。

（2）旋转电磁铁驱动的EGR阀

图3-80示出了缸内直喷式汽油机用的一种旋转电磁铁驱动的EGR阀结构。执行器是旋转电磁铁，直接用法兰固定在EGR阀体上，其轴上焊接了一块凸轮片。EGR阀杆与旋转电磁铁的轴成直角布置，并由阀杆导管来导向。阀杆的顶端呈叉形，其中装有一个球轴承滚轮，该滚轮在凸轮片月牙形廓线滑槽中滑动。借助于这种机构，旋转电磁铁轴的旋转运动被转换成菌形阀的升程运动。凸轮片的形状设计

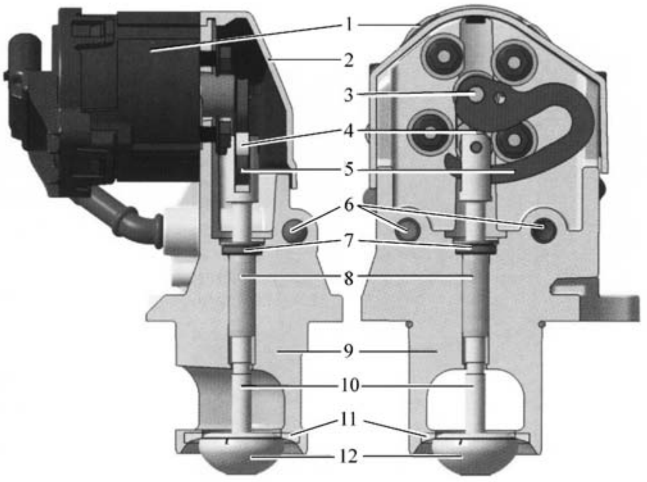


图 3-80　旋转电磁铁驱动的 EGR 阀结构

得使 EGR 阀杆的开启升程随着旋转电磁铁轴的旋转角度逐渐增加，这样在 EGR 阀打开时能获得较大的开启力来克服废气压力，同时改善了小流量废气的可调节性。凸轮片滑槽与球轴承滚轮之间的间隙应尽可能小，以减小开启和关闭之间升程运动的滞后。失效保护功能确保在无流量状态下 EGR 阀被关闭，这是通过安装在旋转电磁铁上的扭转弹簧来实现的，同时为了避免负压差的影响，EGR 阀在关闭时主动拉紧，因为旋转电磁铁与其他的执行器不同，它能按两个方向输入电流，从而 EGR 阀在开和关两个方向上都能主动地动作，使 EGR 阀的密封性更好。

菌形阀盘与阀杆焊接成一体，其上部和下部轮廓的形状是这样来优化的：一方面尽量减小废气的压力损失，另一方面要确保阀小升程时小流量废气的可调节性。鉴于缸内直喷式汽油机较高的温度水平，在铝合金阀体上镶铸阀座。EGR 阀杆与导管之间的间隙用阀杆密封圈来密封。塑料罩壳防止换向机构免受外界污染和损坏。

为了使旋转电磁铁特别是位置传感器避免承受过高的温度，必要时阀体能与发动机冷却循环回路相连，以便带走废气和旋转电磁铁所散发的热量。阀体中的冷却液通道能获得非常有效的冷却效果。

带有位置传感器的执行器是 EGR 阀的重要组成部分。非接触式旋转电磁铁（图 3-81）由于具有较高的可靠性，在大多数 EGR 阀中被用作执行器，其紧凑性和良好的散热能力已被使用所证实。这种旋转电磁铁无电刷也无传动机构，其工作时的旋转扇形角范围为 70°～75°。旋转电磁铁的工作原理是基于定子与转子之间磁力的相互作用。定子具有套装在极化磁铁上的 4 个线圈，而转子上具有 4 个极性的永久磁铁。两者之间磁力的相互作用产生旋转力矩（图 3-82），其方向和大小取

决于电磁线圈馈电电流的极性和电流强度：

$$M=8\cdot B_r\cdot\frac{L}{s}\cdot Z\cdot n\cdot I\cdot r_m$$

旋转力矩 M 与各种参数，即永久磁铁的磁通量（B_r）、线圈匝数（n）、馈电电流（I）以及环形永久磁铁的尺寸如厚度（L）、宽度（Z）和平均半径（r_m）等成正比关系，而旋转力矩与空气隙（s）成反比。由于电磁力由推力球轴承来承受，因而该空气隙始终保持恒定不变。在大电流情况下，在转子较大的旋转角区段会出现磁饱和，以至于当电流增大时旋转力矩以较小的比例增加。借助于高的动态旋转力矩，能够瞬间达到最大功率，这一方面有利于 EGR 阀获得瞬间旋转力矩，另一方面由于无传动机构，响应时间极其迅速。无电流时的止动力矩较小，因而允许使用较软的回位弹簧，旋转角调节范围内的保持电流也相应较小。

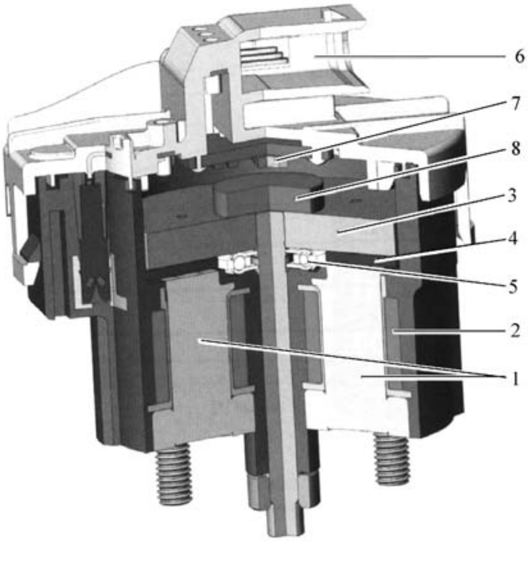


图 3-81　旋转电磁铁的结构

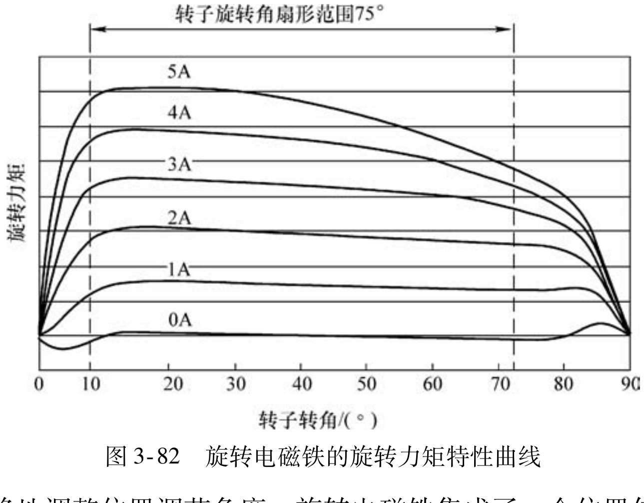


图 3-82　旋转电磁铁的旋转力矩特性曲线

为了能精确地调整位置调节角度，旋转电磁铁集成了一个位置传感器，这种位置传感器同样基于非接触式电磁原理。封闭旋转电磁铁的塑料罩盖顶部集成有电插座，并用侧面圆周上的紧固扣压紧在旋转电磁铁壳体上（见图 3-81），此外塑料罩盖内侧还包含有带有霍尔传感器专用集成电路的印制电路板。固定在转子上的永久

磁铁产生一个与转子位置有关的磁场，该磁场在霍尔传感器专用集成电路中产生一个代表转子位置的线性模拟或数字输出信号。

由于旋转电磁铁是非接触的又无传动结构且具有较大的旋转力矩，因此是一种可用于内燃机的极其坚固和可靠的执行器，并因其尺寸紧凑能很好地集成在较狭窄的结构空间中，同时由于旋转电磁铁是非接触无磨损，并能通过生产流程终了时位置传感器的标定来补偿零件的误差，可确保在整个使用寿命期内满足对 EGR 阀计量精度的要求。

目前，这种 EGR 阀一般是由发动机主电控单元中标准化的简易比例积分微分（PID）调节器并通过 H 型电桥用脉宽调制信号来控制的。由于发动机电控单元具有 EGR 阀位置信号反馈，因此能提供车载诊断（OBD）功能。

图 3-83 示出了现代缸内直喷式汽油机使用的带冷却的旋转电磁铁 EGR 阀实例。用于 6 缸机的 EGR 阀用法兰安装在塑料进气管上，为了防止进气管在再循环废气注入口处过热，废气经过插入进气管中的一段接管导入，这样也有助于废气与空气更好地混合。该接管焊接在一个钢板法兰上，而法兰结合面上喷涂密封材料，因此能确保在整个运行温度范围内的绝对密封。此外，EGR 阀壳体通过一根旁通管与发动机冷却液回路相连，因而不会超过 EGR 阀的容许运行温度。

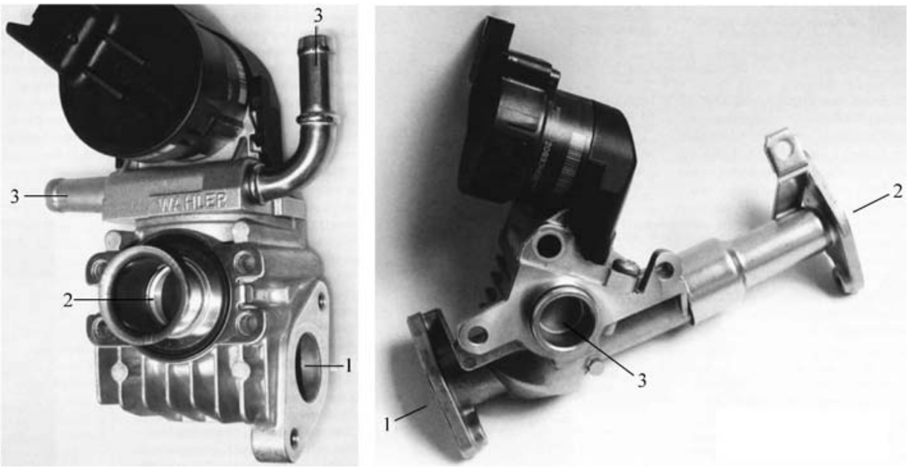


图 3-83　安装在 6 缸机塑料进气管上（左）和 4 缸机气缸盖上（右）的带冷却的 EGR 阀

1—EGR 进口　2—EGR 出口　3—冷却液接口

用于 4 缸机的 EGR 阀则直接安装在气缸盖排气侧壁面上，必要的冷却通过一根短接管来导入，该短接管插入气缸盖的冷却水套中，并用一个 O 形圈密封，因而能获得足够的散热效果。

这两种 EGR 阀的技术规格示于表 3-4，其中最大 EGR 流量 70kg/h（在 100mbar 压差下）、高的容许废气温度和在阀开启时容许的最大压差 1bar 特别重

要。这种 EGR 阀通过设计合适的阀和阀座的轮廓形状已能从 0.1mm 阀升程起实现发动机所要求的最小废气调节量。

表 3-4　4 缸和 6 缸直喷式汽油机旋转电磁铁 EGR 阀技术规格

EGR 阀技术规格	6 缸机	4 缸机
外形尺寸/mm	110×90×160	163×65×200
阀盘直径/mm	21	21
阀升程/mm	4.7	4.7
重量/g	910	970
最大 EGR 流量/(kg/h) （在 Δp = 100mbar 下）	70	70
阀座最大泄漏量（L/min） （在 Δp = 600mbar 下）	< 5.5	< 5.5
阀开启时容许的 最大废气压差/bar	1	1
使用环境温度/℃	−40 ~ 140	−40 ~ 140
阀开启时的废气温度/℃	最高 530	最高 500
冷却液的冷却	穿流 流量 100 ~ 430L/h	绕流
振动加速度/g	最大 20	最大 30
使用寿命期内阀升程数	最少 3.6×10^6	最少 3.6×10^6

（3）直流电动机驱动的 EGR 阀

直流电动机作为执行机构的驱动器结构紧凑、驱动功率大且控制灵活，被广泛地应用于现代缸内直喷式汽油机的电控系统中。开发直流电动机驱动的 EGR 阀（图3-84）的基本主导思想就是要获得一个足够坚固、功率强大和控制灵活的 EGR 执行器。众所周知，EGR 阀在防止导向部位污染、结焦和阀座完全胶着等方面的要求较高，这是选用电动机驱动的重要标准，而且结构尺寸小，重量轻，与其他的电执行器相比具有最高的转矩储备。

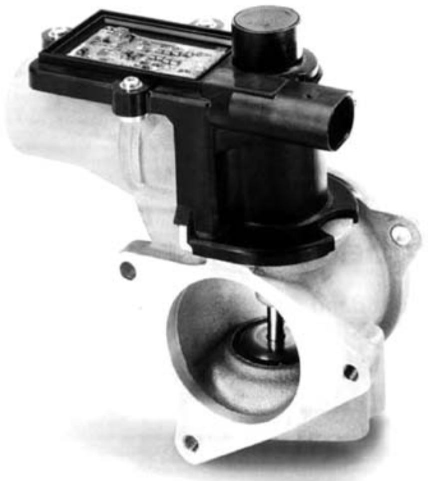


图 3-84　带电子控制模块的直流电动机驱动的 EGR 阀（图中盖已打开以显示电子模块）

这种直流电动机驱动的 EGR 阀选用传统的锥形阀（图 3-85），这种阀在 EGR 应用场合已经过非常充分的考验，并已证实是最好的解决方案。此外，该

装置显示出设计成多种结构形式的可能性，以便优化其重要接触部位的抗结焦、胶着和结冰的能力，从而甚至在临界运行状况下也允许安装在进气管上。

阀盘由废气背压闭锁，并由一个回位弹簧确保阀门处于关闭位置，因而在压力差反向时，亦即增压压力大于废气背压的情况下也能确保 EGR 阀密封，满足“无电流时阀处于关闭位置”的失效保护要求。

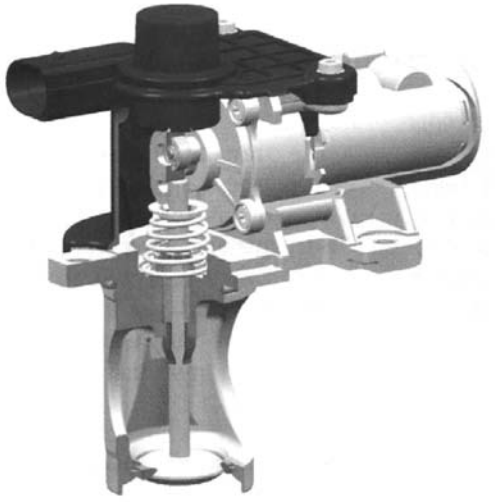


图 3-85　直流电动机驱动的 EGR 阀结构

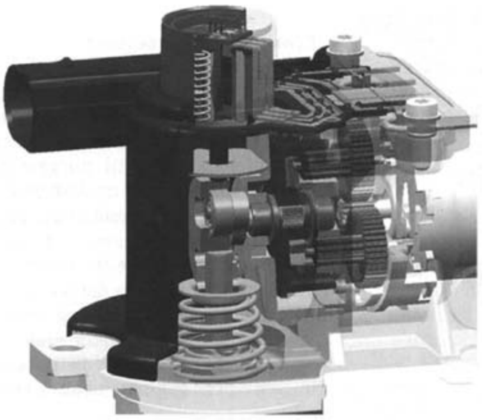


图 3-86　直流电动机 EGR 阀中的传动经过

图 3-86 示出了这种 EGR 阀中的紧凑型齿轮传动机构。这种两级圆柱齿轮传动机构是 EGR 阀中的一种创新传动方案。直流电动机的驱动力首先分配到三个位置固定的多级行星齿轮上，并经过第二级圆柱齿轮将有效驱动力传递到齿圈上，最终传递到偏心轮上。将输入的转矩分配到三级行星齿轮上能大大减小结构尺寸。所有的啮合齿轮与齿轮箱一样均用工程塑料制成，并采取优化措施使之坚固耐用。齿轮传动机构输出轴通过一个偏心轮、阀杆顶端导向块滑槽中的滚动轴承和阀杆导管的导向，就能将电动机的旋转转化成 EGR 阀杆的升程运动。

用于采集和调节 EGR 阀位置所必需的传感装置采用霍尔效应技术被设计成独立部件，这样就能直接装入现有兼容电位计的调节电路中。为了获得最大可能的调节精度，这种线性传感器被安置在 EGR 阀杆上方，采集决定 EGR 量大小的最重要的量值——EGR 阀行程。这种传感器的内部结构确保在整个使用寿命期和温度范围内霍尔元件的间隙误差变化不会导致特性曲线的变化，因此这种装置对磨损和温度变化很不敏感，同时特别重视其密封性和对周围电子部件的绝缘。

随着发动机零部件电子化的不断发展，除由发动机主电控单元（ECU）控制的标准 EGR 阀之外，也可以将电子控制模块设计成独立部件与 EGR 阀集成于一体（图 3-84），这种独立的电子控制模块能在 EGR 典型的高温范围内工作，容许短期

承受高达 150℃ 的峰值温度。它由厚膜混合电路组成，除了高热负荷的功率放大级之外，微处理器做成裸片元件，同时还应用了专用集成电路（ASIC）。为了确保经久可靠的非热临界触点接通，选用了键合工艺。图 3-87 示出了整体式 EGR 阀电子控制模块，它有可能通过与发动机主 ECU 进行相应的通信来实现自诊断，需要时也可将该电子模块纳入未来的数据总线系统。

图 3-87　整体式 EGR 阀电子控制模块

表 3-5 中给出了这种直流电动机驱动的 EGR 阀最重要的技术数据。

表 3-5　直流电动机驱动的 EGR 阀技术规格

电压/V	10～16	正常 13.5V
电流/A	<1.2 <6	稳态 动态
阀流量（空气）/(kg/h)	130	Δp = 100mbar
阀泄漏量（L/min）	2	Δp = 600mbar
动态响应（开启/关闭）/ms	70	
重量/kg	0.7	不含电子组件
环境温度/℃	140 150	稳态 短时间

图 3-88（见彩插）是直流电动机 EGR 阀的动态调节特性，它示出了在发动机真实着火运转情况下的阶跃式响应，从中可以清晰地看出 EGR 实测值与额定值之间非常精确地吻合，其额定值是由设定在发动机 ECU 中的脉谱图预先规定的。与此相对照，图 3-89（见彩插）是阀开启行程为 0.3mm 时 EGR 阀的稳态调节特性，可以看到直流电动机执行器可以将 EGR 阀调准到一个非常稳定的位置。

与传统的 EGR 阀相比，这种直流电动机驱动的 EGR 阀大大提高了应用的灵活性，在减小对污染和黏着灵敏性的同时改善了定量性和可控性。其所应用的新型执行元件、耐热的电子控制模块和非接触式位置传感器组合成一个机电一体化单元，已在大批量生产中证实是可靠耐用的。

3.5.7　废气再循环冷却器的开发

冷却 EGR 降低缸内 NO_x 原始排放相对于催化还原废气后处理降低 NO_x 排放具

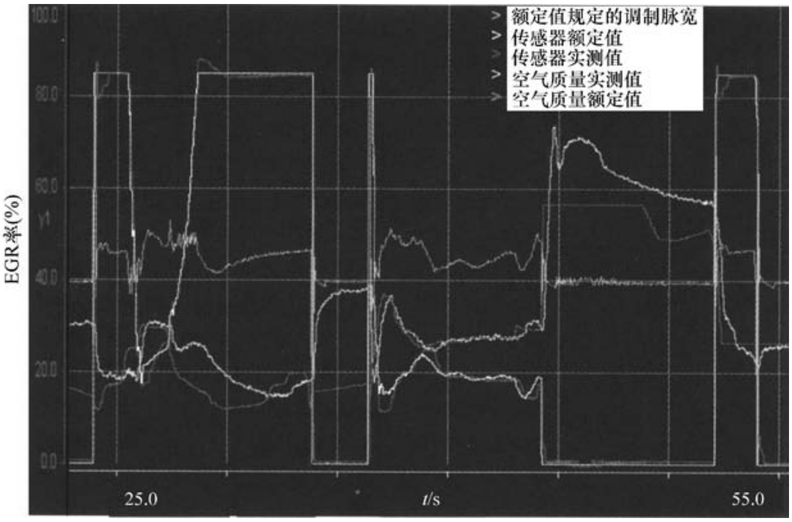


图 3-88　负荷突变时直流电动机 EGR 阀的动态调节特性

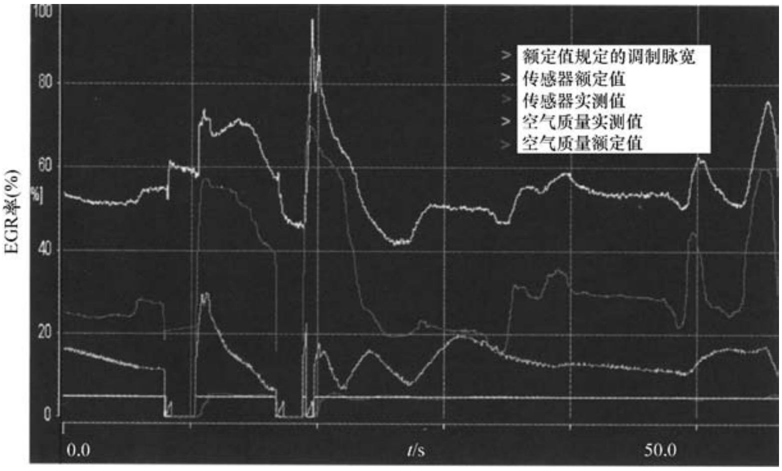


图 3-89　0.3mm 升程时直流电动机 EGR 阀的稳态调节特性

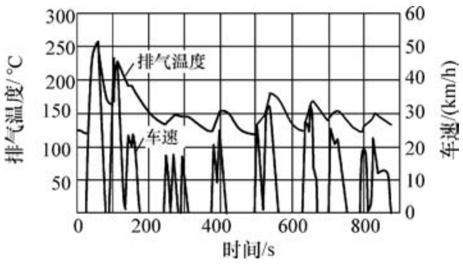


图 3-90　模拟城市行驶（平均车速 8.4km/h）时的排气温度

有独特的优势。图 3-90 是模拟城市行驶（平均车速 8.4km/h）时的排气温度实测示例。在经常加速和减速平均车速低的城市行驶情况下，排气温度为 120 ~ 200℃，在这样极低的排气温度下 NO_x 催化剂的活性也很低，基本上不能期望通过催化剂来降低 NO_x 排放。而冷却 EGR 与 NO_x 催化还原不同，它是与缸内充量

混合减缓燃烧速度降低燃烧温度而抑制 NO_x 的形成，在排气温度较低的低负荷直至高负荷的整个运行范围内都能有效地降低 NO_x 原始排放。

随着 EGR 率的增大，再循环废气的冷却就显得更为重要。EGR 冷却器的冷却能力提高后发动机性能的变化如图 3-91 所示。加强再循环废气的冷却可抑制烟度和燃油耗的恶化，并能大幅度降低 NO_x 排放。随着现代缸内直喷式汽油机强化程度的提高，EGR 率增大，需要冷却能力高的 EGR 冷却器。

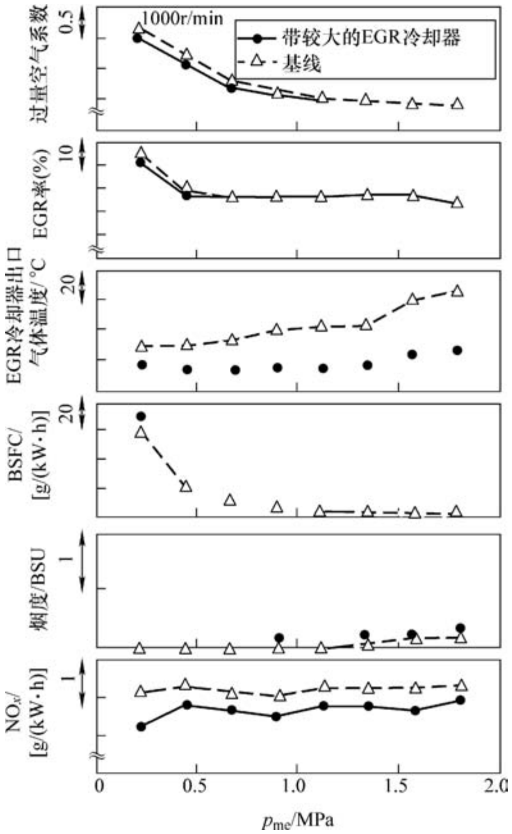


图 3-91　EGR 冷却器尺寸与排气和燃油耗的关系

多管式 EGR 冷却器能满足换热效率高和耐久性好的要求，其结构如图3-92所示，表 3-6 列出了对其提出的技术要求。在性能上要求换热效率高、散热量大，炭烟附着时性能恶化尽量小。要提高冷却能力，加长废气管的长度是有效的方法，但是管子的固有振动频率降低了，必须采取解决发动机转速的谐振阶次成分和管子共振的措施。此外，若废气管冷却不均匀，容易出现局部高温；若冷却液流量不够大，高温部位的冷却液会沸腾，管子的温度上升，就可能产生过大的热应力而导致废气管破裂。另外，从冷却液泵容量角度考虑，希望必需的冷却液流量越小越好，因而就需要采取冷却液流量小时废气管也能均匀冷却的技术措施。此外，排气温度低时，EGR 废气管内部未燃油滴含硫量生成的硫酸会发生冷凝，因此必须具有足够高的抗腐蚀能力。

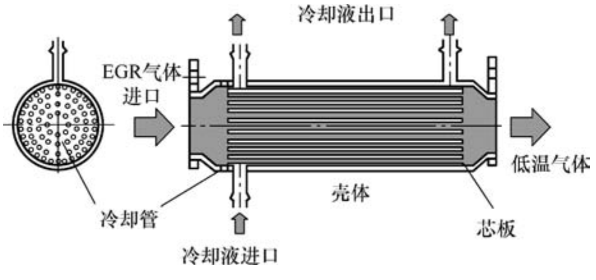


图 3-92　多管式 EGR 冷却器结构

表 3-6　多管式 EGR 冷却器的技术要求

项目	要求
匹配性	小型化、轻量化
性能	换热效率高（散热量增大）
	炭烟附着时性能恶化尽量小
可靠性	保证冷却管的刚性和强度
	废气管冷却均匀（冷却液流量小时）
	抗硫酸腐蚀能力强

（1）冷却管的形状

图 3-93 示出了废气在其中流动并进行热交换的特殊螺线管，其内壁具有螺旋状凸起，为了使应用这种特殊螺线管的 EGR 冷却器能在更低的压力损失下达到较高的换热效率，通过试验优化螺线管的螺距 P、升角 θ 和凸起高度 H 这三个特性参数。废气在直管和螺线管中的流动计算结果比较如图 3-94 所示，在废气管内沿着螺旋状凸起形成了强烈的回旋气流，靠近管子内壁面的废气流速增大，边界层变薄可提高废气侧的传热效率，同时回旋气流还可使炭烟附着量不超过容许的限值。这种 EGR 冷却器在发动机上的换热效率和废气侧压力损失的变化实测结果如图 3-95 所示。运行几十小时后，换热效率的降低和废气侧压力损失的增加就趋于稳定了，两者变差均仅约 10%。

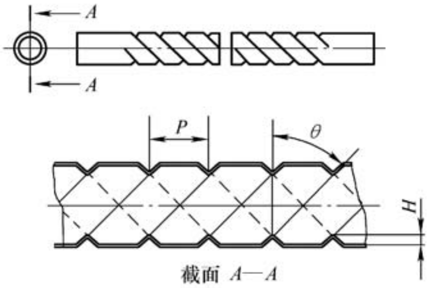


图 3-93　内壁具有特殊螺旋状凸起的螺线管及其特性参数

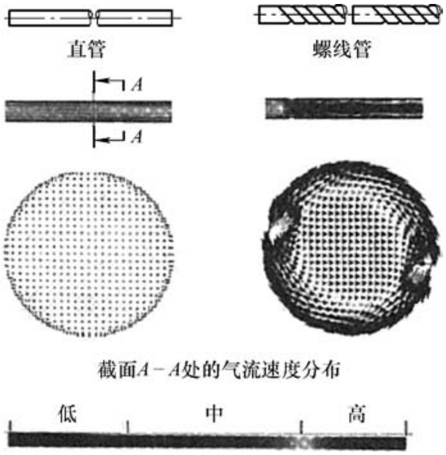


图 3-94　废气管内部废气流速分布的计算结果比较（直管和螺线管）

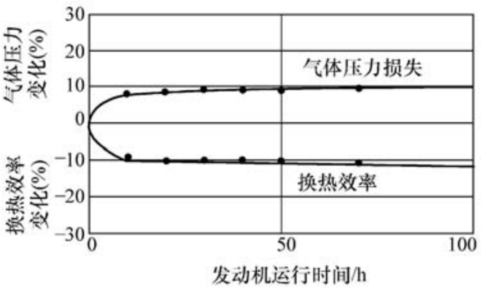


图 3-95　发动机耐久试验过程中废气管的换热效率和废气侧压力损失的变化

（2）废气管的材质及其联结方法

根据发动机运行工况，当经 EGR 冷却器冷却的废气温度低于硫酸的露点时，管内废气中的硫酸就会凝结，析离出含有高浓度硫酸的水，这就对 EGR 冷却器的可靠性提出了非常高的要求，因此设计时必须确保废气管的材质及其联结方法在硫酸腐蚀的作用下仍具有高的可靠性。为此，这种 EGR 冷却器采用耐腐蚀的不锈钢材料，并对废气管两端与芯板联结的镍钎焊和激光焊接两种工艺进行了耐久试验考核，就它们对硫酸的耐腐蚀性能进行比较评估。图 3-96 示出了两种焊接工艺在耐久试验后废气管联结部位截面变化的放大图，证实镍钎焊的焊料被腐蚀形成空穴，而采用激光焊接的部位并没有发生腐蚀现象，完全能确保抗硫酸腐蚀的高可靠性。

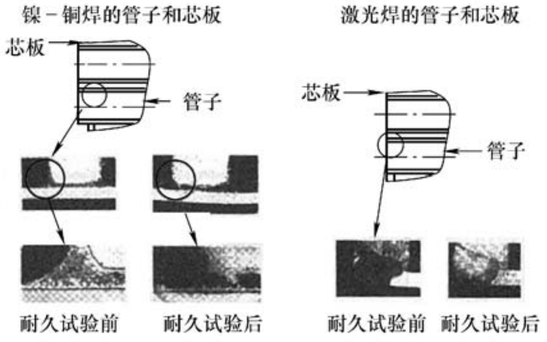


图 3-96　管子联结方法的耐久性评估比较

（3）提高冷却效率

增加多管式 EGR 冷却器的散热量和提高其冷却能力的有效方法是加长废气管的长度，但是管子加长后其固有振动频率小，就可能与发动机转速的谐波阶次成分发生共振而导致管子的破裂。直径 6.35mm 和壁厚 0.4mm 的不锈钢螺线管长度与管子在大气和水中的固有振动频率的关系如图 3-97 所示。管子加长时，必须相应采取提高管子刚性和保持其固有振动频率的措施。

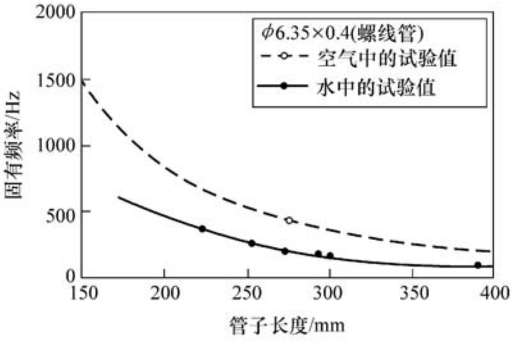


图 3-97　管子长度与固有频率的关系

此外，增大 EGR 冷却器散热量时，为了使冷却液不至于发生沸腾现象，就必须增大冷却液流量，因为若冷却液发生沸腾现象，管子就会产生过大的热应力而导致开裂。例如使用图 3-92 所示的传统旁通式 EGR 冷却器时，为满足日本短期（JPN—03）和长期（JPN—05）排放法规要求所必需的冷却液流量比较如图 3-98 所示，后者的 EGR 量必须增大，其 EGR 冷却器的冷却液流量也就必须增大到前者的 2 倍，那么就必须相应进行包括增大发动机冷却液泵流量在内的大量改动。为了尽量减少冷却液流量的增加，就必须使冷却液流动更均匀，而 EGR 冷却器的结构也必须保证在冷却液流量少时不至于产生局部高温。

（4）多管式 EGR 冷却器的结构优化

为了解决上述几方面的问题，经优化设计出了一种既增加管子长度又确保管子刚性，能使冷却液流动更加均匀而冷却液流量最小的新型 EGR 冷却器，其外观和内部结构如图 3-99 和图 3-100 所示。

为了管子长度增加时仍能确保其刚性并具有高的固有振动频率，在 EGR 冷却器的中部设有固定管子的特殊形状的中央支撑板，其上面开有均匀分布的长圆形孔，每个长圆形孔中可支撑两根管子，而两根管子之间的空隙则是冷却液的通道，可流畅地通过支撑板，这样在保证管子刚性不变的同时，使管子长度最大可达传统 EGR 冷却器管子的 2 倍，而且所有的支撑板又起到了冷却翼片的作用提高换热效率。

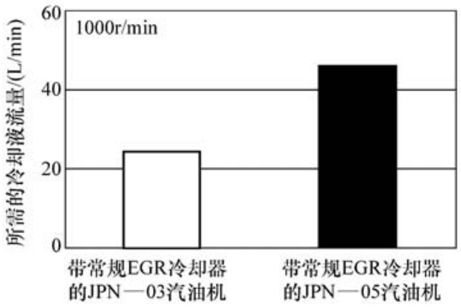


图 3-98　为满足不同排放法规要求所必需的 EGR 冷却器冷却液流量的比较

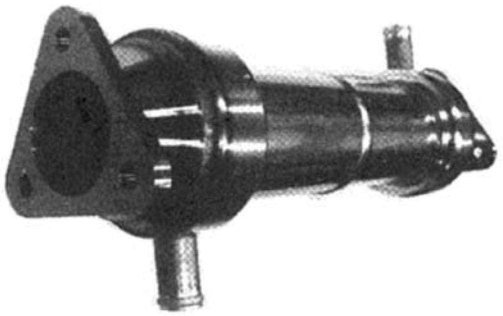


图 3-99　新型 EGR 冷却器

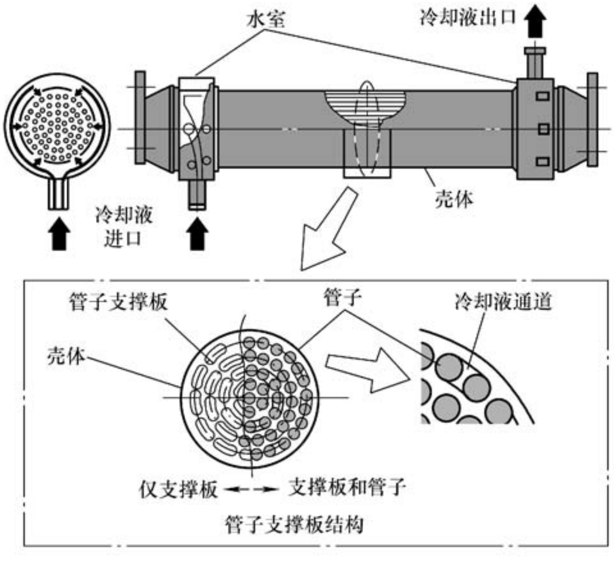


图 3-100　新型 EGR 冷却器的结构

此外，为了使 EGR 冷却器内部冷却液流动更加均匀，不会发生局部高温现象，EGR 冷却器两端冷却液进出口处各有一个水室，冷却液可通过其上沿圆周均匀分布的 6 个孔均匀地流入和流出。图 3-101 示出了前面所述的传统 EGR 冷却器（旁通式，管子长度 220mm）与新型 EGR 冷却器（水室式，管子长度 387mm）内部冷却液流速分布的计算结果比较。前者冷却液出口的对面存在冷却液流速低的区域，而后者在设置于中部的中央支撑板处的冷却液也能顺畅地流过。试验已证实，由于采用了水室结构，在 EGR 冷却器整个范围内都能获得更加均匀的流动，冷却也就更加均匀，不会发生局部高温现象。

（5）新型多管式 EGR 冷却器的性能

图 3-102 示出了传统与新型 EGR 冷却器冷却液的压力损失比较。虽然后者的管子长度是前者的约 1.8 倍，但是冷却液的压力损失却降低了约 20%，这是因为冷却液进出口管径由 17mm 扩大到了 21.7mm，而且冷却液流进流出壳体的部位由传统的 1 个增加到沿圆周分布的 6 个，因而降低了管路的流动阻力。

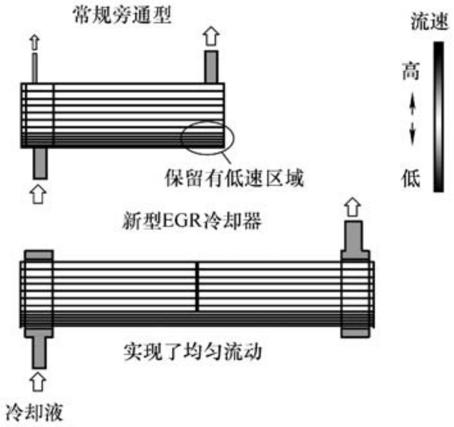


图 3-101　EGR 冷却器中冷却液流速分布计算结果比较

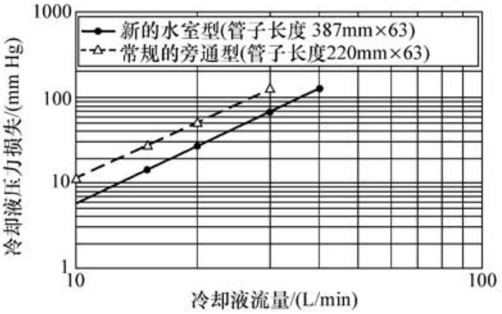


图 3-102　新型 EGR 冷却器的压力损失

图 3-103 示出了两者的换热效率比较。特殊螺线管内部回旋气流的强度随着与管子进口距离的增大而增强。新型 EGR 冷却器由于管子加长使传热面积增大，再加上回旋气流增强使加大

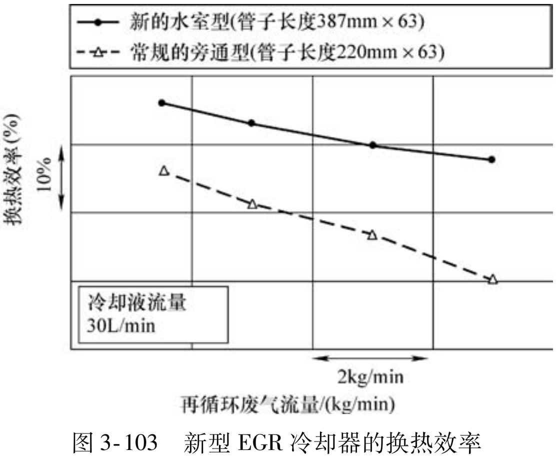


图 3-103　新型 EGR 冷却器的换热效率

区域的传热效率增大，因而其换热效率比传统 EGR 冷却器提高了 10% ~20% 。

此外，还通过试验确认了旁通式和水室式 EGR 冷却器的冷却液沸腾极限。试验时将废气温度和废气流量分别设定在 500℃ 和 5.4kg/min，对应于各种冷却液流量，逐步提高冷却液进口温度，测定沸腾开始时冷却液的出口温度，此外所试验的 EGR 冷却器壳体上开设了较大的透明窗口，用肉眼能观察到沸腾时产生气泡的现象。冷却液的沸腾由 EGR 冷却器出口水压变化及肉眼确定。

图 3-104 示出了冷却液流量为 15L/min 时的试验结果实例。提高冷却液进口温度则其出口温度升高，沸腾开始时因产生气泡使冷却液出口压力开始波动。由图中可以看出，水室式与传统旁通式相比，沸腾开始时冷却液出口温度要高 5℃ 。

同样，对应于冷却液流量变化范围 15 ~45L/min，各种冷却液流量下沸腾开始时的冷却液出口温度如图 3-105 所示，新型水室式 EGR 冷却器沸腾开始时的冷却液出口温度要高 5 ~8℃ ，即使冷却液流量相同，其冷却液进出口温度差也要高 5 ~8℃ ，这表明可增大散热量。

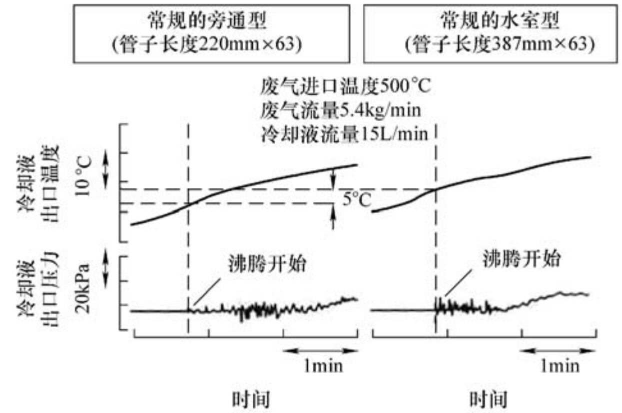


图 3-104　新型 EGR 冷却器的冷却液沸腾特性

新型 EGR 冷却器由于内部流动均匀，不易产生局部高温，因而可以大幅度降低抑制沸腾所必需的冷却液流量。图 3-106 为使用传统旁通式和新型水室式 EGR 冷却器时满足日本长期法规（JPN—05）和短期法规（JPN—03）要求所必需的冷却液流量比较，后者所必需的冷却液流量可降低 35% ，由需要增加 22L/min 降低到仅需增加 6L/min，不到原增加量的 1/3。此外，由于 EGR 冷却器的冷却液压力损失大幅度降低了（见图 3-102），只要采取扩大冷却液管路直径等降低流动阻力的措施就可确保必需的冷却液流量。

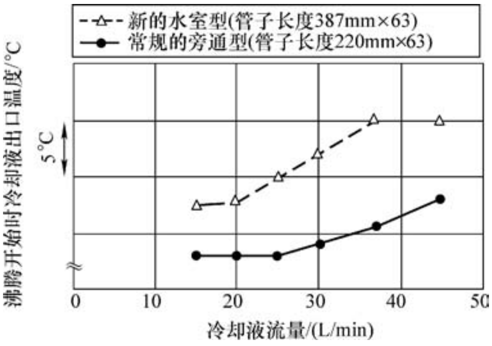


图 3-105　新型 EGR 冷却器冷却液的沸腾极限

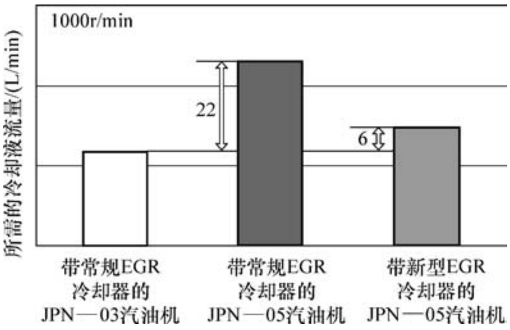


图 3-106　新型 EGR 冷却器所必需的冷却液流量

3.5.8　废气再循环的潜力

现代批产高度小型化的涡轮增压直喷式汽油机的特点之一就在于配备简单的三效催化转化器的废气后处理系统就能以 $\lambda = 1$ 均质混合气运行，在目前生效的新欧洲行驶循环（NEDC）中就能完全满足废气排放法规的要求。但是，在以全球统一的轻型载货车行驶试验循环（WLTC = Worldwide Harmonized Light Duty Driving Test Cycle）替代新欧洲行驶循环（NEDC）的进程中，还将必须同时满足实际行驶排放（RDE = Real Driving Emissions）法规（2017 年生效）的要求。对汽油机最不利的情况是要满足 RDE 法规的要求就意味着要在宽广的特性曲线场范围内满足严厉的废气排放法规，其中现代缸内直喷式汽油机有两个临界运行范围：一是在全负荷时为降低燃烧最高温度保护相关零件以免热负荷过高而加浓混合气的运行范围，二是在低转速高负荷为提高转矩而采用扫气燃烧过程的运行范围。在这两个运行范围内，因混合气加浓三效催化转化器就不再能完全净化废气中的有害物，因此在宽广的特性曲线场范围内或许会超出废气排放限值。

为了在这两种临界运行范围（参见图 3-111）内也能以 $\lambda = 1$ 均质混合气运行，可采取不同的措施：

在第一种临界运行范围内，为了避免全负荷时加浓，可以在废气涡轮增压器设计时采用能耐更高温度的涡轮材料，或者采用将排气歧管集成在气缸盖中进行冷却的方法也能减轻零件的热负荷，然而排气门的热负荷毕竟还是非常高的，或许需要应用中空充钠冷却排气门，例如马勒（Mahle）公司曾提供的被命名为 Evotherm 或 Toptherm（意为“高耐热”）的排气门，但是这些措施可能存在成本方面的问题。因此，通常将高压废气再循环作为有效减少全负荷加浓的措施。

在第二种临界运行范围内，为了提高转矩采用扫气的燃烧过程，此时借助于优化的配气正时，发动机用吸入的新鲜空气进行扫气，增大了涡轮前的热焓，这会直接导致三效催化转化器前稀薄的过量空气系数，就会使原应以 $\lambda = 1$ 正常工作的三

效催化转化器不能有效地发挥催化转化功效，也无法发挥其短暂的吸附能力。在这种低转速高负荷运行范围，可采用电辅助增压机组的方法实现 $\lambda=1$ 的运行，以便即使在取消扫气和超化学计量比运行的情况下也能保持所需的发动机转矩。

除采取上述措施之外，原则上也能够采用总过量空气系数 $\lambda=1$ 运行，也就是说燃烧室中采用浓混合气，而在气门重叠大的情况下使三效催化转化器中的混合气处于化学计量比状态，但是此时燃油耗会明显增大，同时因为三效催化转化器将易着火的空燃混合气直接进行转化，因而要注意防止三效催化转化器出现不容许的高过热现象，以免造成催化转化器热损坏。

上述这些方法因存在成本方面的问题、燃油耗方面的缺点或催化转化器热负荷过高的风险，因而促使要提出相应的替代解决方案，例如采用外部废气再循环。下面详细介绍对采用外部废气再循环作为替代解决方案的潜力所进行的发动机试验研究情况以及将从中所获得的知识应用于汽车上动态 EGR 标定的成果。

为此选择当前批产的 1.0L 排量 3 缸涡轮增压直喷式汽油机作为试验载体，并采用了贴近发动机的 EGR 管路布置方案，并对高压 EGR 管路引入口的位置进行了特别仔细的设计。为了确保 EGR 废气尽可能均匀地分布，先借助于 1 维和 3 维模拟相结合的方法试验了好几种方案，并采用几何形状和尺寸优化的开口逆进气流引入 EGR 废气的方案，从而获得了最好的 EGR 废气的均匀分布，并将发动机上的试验结果转化到汽车上。下面考察在 3 种运行工况点（1250r/min 和 18.2bar，1350r/min 和 14bar，1500r/min 和全负荷）时应用 EGR 的试验情况。

（1）低压 EGR 用于运行工况点 1

图 3-107 示出了低压 EGR 用于运行工况点 1（1250r/min 和 18.2bar 平均有效压力，全负荷）的测量值。其中，发动机的基本过量空气系数为 $\lambda=1.11$，超越了目标窗口，通过改变喷油量可达到 $\lambda=1$，但是这会使所考察的负荷工况点的燃油耗增加约 2g/kW·h。因为在该运行工况点时废气放气阀是完全关闭的，只能通过加大气门重叠角来保持平均有效压力达到 18.2bar 的全负荷。此时同时应用 EGR 和较大的气门重叠角就会导致燃油耗明显增加，这样并不能达到目标，因此在这个运行工况点因废气放气阀关闭应用 EGR 是不明智的。

（2）低压 EGR 用于运行工况点 2

对运行工况点 2（1350r/min 和 14bar 平均有效压力）试验结果（图 3-108）的分析表明，一旦部分打开废气涡轮增压器的放气阀就显现出低压 EGR 的潜力。刚开始使用 $\lambda=1$ 运行会使燃油耗增加 9 g/kW·h，而应用了低压 EGR 就能使燃油耗的缺点减小到只增加约 3g/kW·h，而且原则上能够进一步提高 EGR 率而不会受到稳定性标准的限制（见图 3-108 中的高压 p_{mi} 变化系数）。所选择的 EGR 率在结构设计上是由相应的 EGR 阀打开的横截面来限定的，这样就便于在汽车上应用。

（3）低压 EGR 用于运行工况点 3

图 3-109 示出了运行工况点 3（1500r/min 和全负荷）的试验结果。在批量生

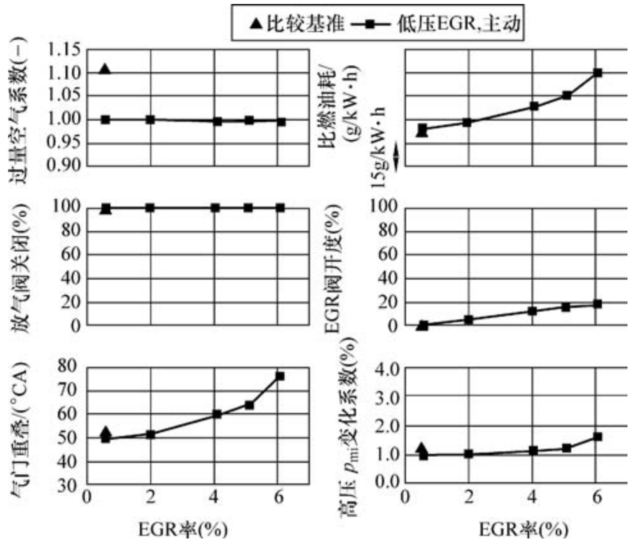


图 3-107 低压 EGR 用于运行工况点 1（1250r/min 和 18.2bar 平均有效压力，全负荷）

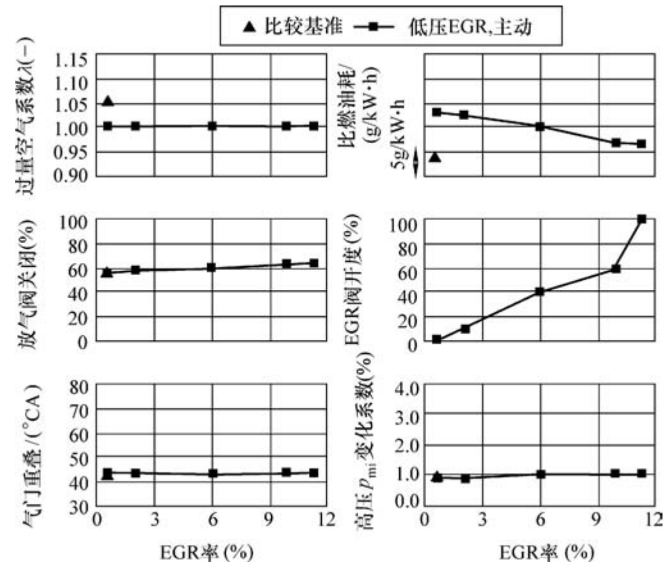


图 3-108 低压 EGR 用于运行工况点 2（1350r/min 和 14bar 平均有效压力）

产中应用扫气燃烧过程的情况下，就采用废气放气阀部分打开的方法来达到平均有效压力为 21.4bar 的目标转矩，此时的燃油耗缺点从 $\lambda=1$ 运行时增加 26g/kW·h，通过使用 12% 的低压 EGR 率就减少到仅增加 7g/kW·h。

图 3-110 示出了在运行工况点 3 时在压气机特性曲线场中相应的测量点。随着低压 EGR 质量流量的增大，通过压气机的总质量流量增加，测量点先平行于压气机限制界线移动，在低压 EGR 率为 14% 时气门重叠角增大约 20°CA 就使最终测量

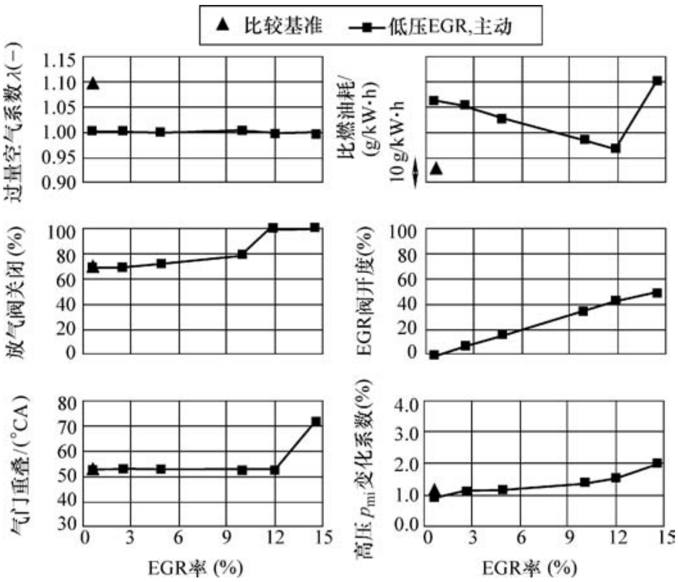


图3-109　低压EGR用于运行工况点3（1500r/min和全负荷）

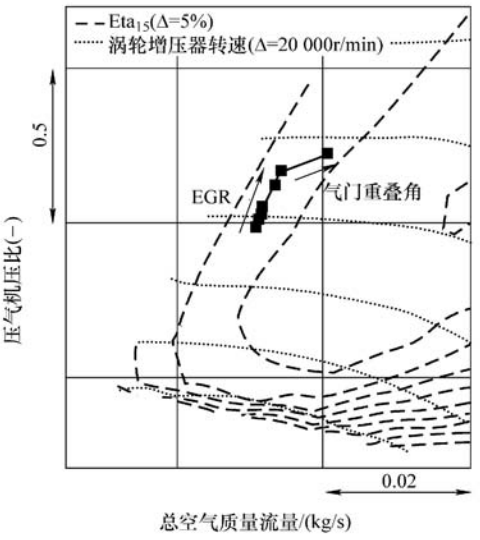


图3-110　1500r/min和全负荷时应用低压EGR的压气机特性曲线场

的运行点向更大的压气机质量流量移动。

如果在这个运行工况点采用减小气门重叠角替代低压EGR，那么就会使通过涡轮和压气机的质量流量减小，进而增大热的内部EGR会使燃烧变差，这样对增压压力的需求就会提高，因此这种应用方法随之就会出现压气机特性曲线场中的运行点向压气机限制界线移动。随着废气涡轮增压技术的发展，可以期待未来压气机具有更宽广的特性曲线场，从而使压气机限制界线移向更小的质量流量，那么届时将重新评价减小气门重叠角的潜力。

分析发动机特性曲线场废气排放和燃油耗时，通常比较关注的是新欧洲行驶循环（NEDC）中具有代表性的低转速低负荷范围，而在当今小型化增压缸内直喷式汽油机上与低速化相结合使得这些运行工况点已移向中等负荷范围，而无论是低转速或高转速的高负荷范围通常都属于极端的行驶状态（例如带有拖车在高山盘山公路上行驶）。通过试验行驶几千公里

已经摸清了这种缸内直喷式汽油机搭载于配装手动变速器的 C 级轿车上的运行工况点，虽然在高度落差较小和限速的国家中很少在采用扫气燃烧过程或全负荷加浓的特性曲线场范围内行驶，但是正如图 3-111 示出的那样，在包括不限速的高速公路和高档路面在内的行驶情况下，与正常充气和快速均匀的行驶方式一样，发动机特性曲线场中这两种临界运行范围对于真实的用户行驶性能绝对也是非常重要的。

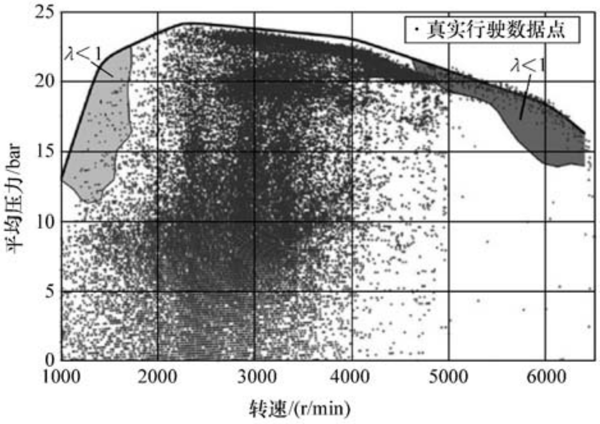


图 3-111　一台 C 级轿车直喷式汽油机用转速、负荷和过量空气系数画出的运行点频率

经过发动机试验台试验后就会提出这样的问题，所获得的这些知识到底在多少程度上能应用到汽车上的 EGR 动态运行。图 3-112 示出了传统动态标定（见图中“基本型”）与试验所用的缸内直喷式汽油机搭载于 C 级轿车应用 EGR 时的标定相比较，其中应用了从试验台标定所获得的知识，以至于在汽车从第 6 档 1250r/min 全负荷加速情况下能非常好地标定到过量空气系数 $\lambda=1$，余下的偏差处于相应配置的三效催化转化器的吸附能力范围内。

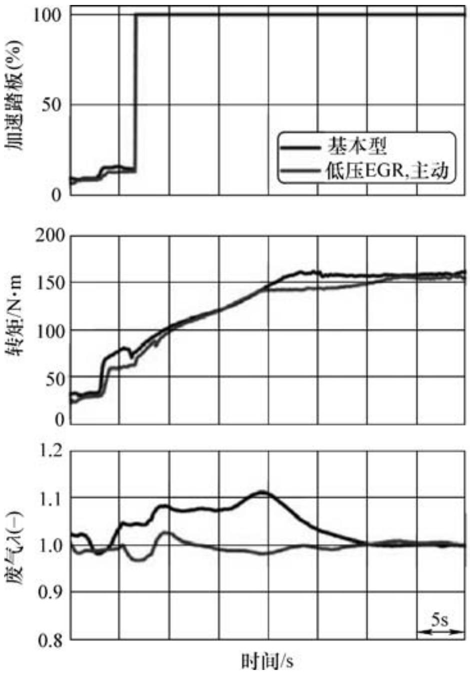


图 3-112　一台缸内直喷式汽油机搭载于 C 级轿车负荷突变时标准标定与应用低压 EGR 时标定的比较

2017 年车用汽油机将必须满足 RDE 法规的要求，为此通过发动机试验台和真实汽车上的试验已确认，废气再循环是在宽广的特性曲线场范围内实现 $\lambda=1$ 运行的最有效的方法。在发动机特性曲线场的扫气运行范围内，在标准标定时增压器废气放气阀不完全关闭的

情况下，低压 EGR 始终具有重要意义，它对其他采用非化学计量比混合气运行的方法在燃油耗方面的缺点绝大多数都能予以补偿。即使低压 EGR 在充气方面有所损失，但是无论是在稳态还是动态运行时，在很大程度上能避免转矩的损失。

鉴于批量应用从成本－效益观点来看，应用低压 EGR 是很有意义的。与高压 EGR 系统相比，低压 EGR 系统中的零部件承受的热负荷明显较低，而且 EGR 废气也较清洁。而在高转速高负荷运行工况，为了实现 $\lambda=1$ 运行，高压 EGR 系统与其他可供选择的技术方案尚有竞争，例如采用整体式水冷排气歧管并与相应改进的排气门以及涡轮优化的废气涡轮增压器相结合的方法。

除此之外，高压或低压 EGR 当然都能够借助于消除节流来降低部分负荷运行的燃油耗。现代汽油机的定量调节需要 EGR 质量流量的精确调节，采用合适的 EGR 阀技术也能在动态运行时达到精确的调节。RDE 法规将于 2017 年生效，为了在均质运行的废气涡轮增压汽油机上成功地批量应用 EGR，不仅将面临降低燃油耗，而且特别是将面临在用户实际使用中降低废气有害物排放的艰巨任务，后者相关方面的内容将在 3.6.4 小节中详细介绍。

3.6　废气后处理系统开发

前面已经详细介绍过现代缸内直喷式汽油机分成均质燃烧（所有运转工况）和分层燃烧（确切地说应是部分负荷时的分层燃烧＋中高负荷时的均质燃烧）两大类。由于它们的混合气形成和燃烧过程有很大的差异，导致这两种缸内直喷式汽油机的排气成分及其废气后处理系统的开发也有很大的不同。

3.6.1　均质燃烧直喷式汽油机的废气后处理

均质燃烧直喷式汽油机由于与进气道喷射汽油机一样，在所有运转工况都采用化学计量比（$\lambda=1$）均质混合气运行，无论是 HC 还是 NO_x 排放都与进气道喷射汽油机差不多（图 3-113），因此废气后处理相对比较简单，可采用进气道喷射汽油机已广泛应用的三效催化转化器系统来进行废气后处理。在三效催化转化器中，三种主要污染物 CO、HC 和 NO_x 能同时被高效地净化，其必要条件是发动机必须以化学计量比混合气运行（即在 $\lambda=1$ 左右的高效转化窗口范围内）（图 3-114），为此由发动机电控系统中的空燃比调节功能，通过进气空气质量流量计（进气空气质量流量信号）和安装在三效催化转化器前的氧传感器（排气中氧分压信号）对喷油量进行闭环调节，以实现所需要的精确的过量空气系数。这些基本知识在进气道喷射汽油机的开发和使用实践中已为大家所熟悉，在此不再详述，但是为了能更好地理解下文中有关分层稀燃直喷式汽油机的废气后处理，在此我们不妨回顾一下，为什么均质（$\lambda=1$）燃烧直喷式汽油机能应用三效催化转化器同时高效地净化 CO、HC 和 NO_x 这三种主要污染物。

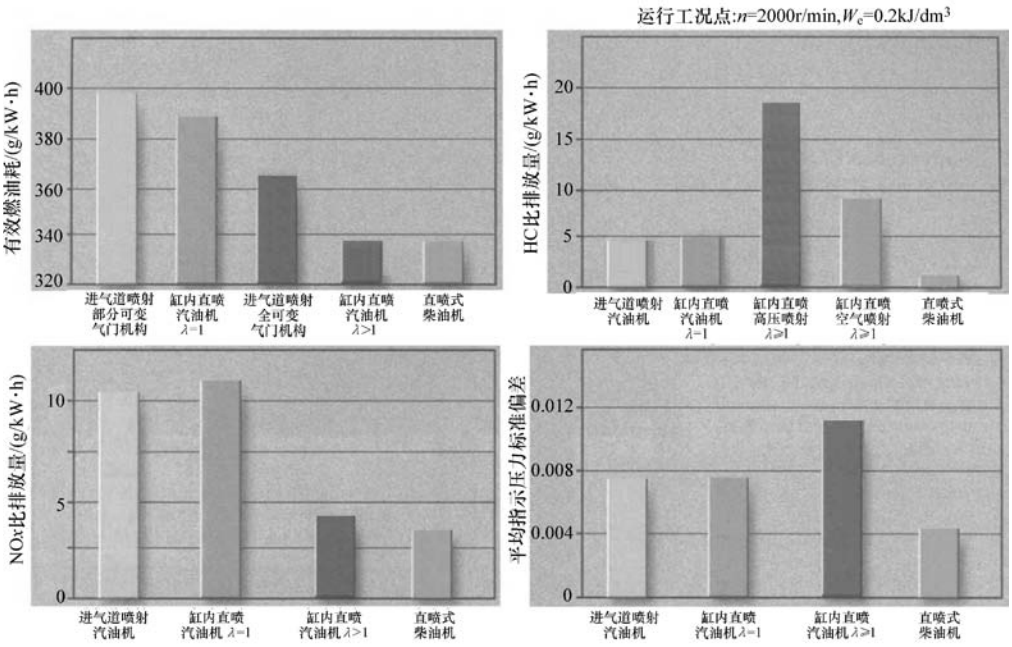


图 3-113　各种发动机废气排放以及燃油耗和运转平稳性的比较

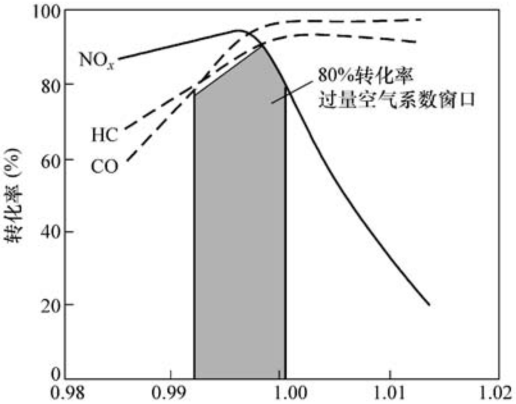


图 3-114　过量空气系数 λ 对三效催化转化器转化率的影响

在三效催化转化器中进行 CO、HC 和 NO_x 净化主要是通过如下的氧化和还原化学反应来实现的：

① CO 和 HC 的氧化反应：$CO + O_2 \rightarrow CO_2$

$$CO + H_2O \rightarrow CO_2 + H_2$$

$$C_xH_y + O_2 \rightarrow CO_2 + H_2O$$

② NO的还原反应：

$$NO + CO \rightarrow CO_2 + N_2$$

$$NO + H_2 \rightarrow HO_2 + N_2$$

$$NO + C_xH_y \rightarrow CO_2 + H_2O + N_2$$

三效催化转化器（图3-115）的芯子由圆形或椭圆形的蜂窝状多孔陶瓷（MgO_2、Al_2O_3、SiO_2）载体及其表面的催化涂层所组成，其体积是汽油机排量的50%～80%左右。为了在较小的体积内具有较大的催化表面积，将三效催化转化器的芯子载体做成蜂窝状通道，蜂窝密度越大，单位体积中的催化表面积越大，一般为400～600目（蜂窝通道数/in^2），蜂窝通道壁厚在0.2mm左右，最薄的可达到0.1mm，能承受980℃以上高温。单位体积中的载体表面积在28cm^2/cm^3以上。为了增大实际（微观）的催化面积，在载体蜂窝通道的极薄壁面上还涂有一层极疏松的以$\gamma-Al_2O_3$为主的活性涂层（图3-116），其粗糙表面可使壁面的实际面积扩大7000倍，增大了催化转化器的活性表面，也增大了催化转化器的储氧能力，而催化转化器的储氧能力有利于消除因过量空气系数调节波动所带来的转化效率的下降。

图3-115　三效催化转化器的内部结构

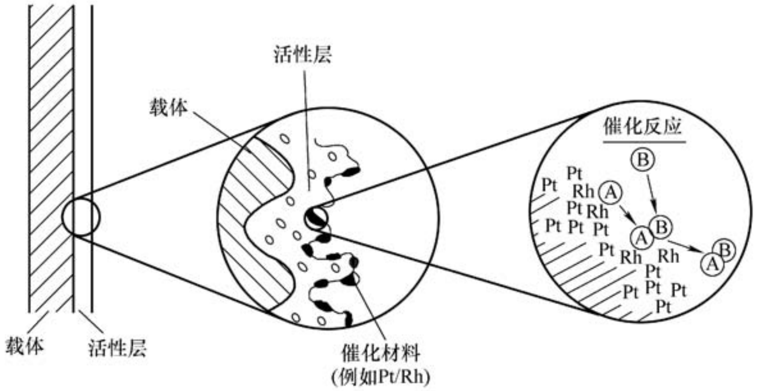


图3-116　三效催化转化器载体蜂窝通道壁涂层结构放大示意图

陶瓷载体（图 3-117）蜂窝通道壁表面涂层上的主要活性催化材料是贵金属铂（Pt）和铑（Rh），用量为每升载体 1.4 ~ 1.7g。铂（Pt）主要催化 HC 和 CO 的氧化反应，而铑（Rh）则催化 NO_x 的还原反应，两者的用量比例为 5∶1。由于铂（Pt）很贵，也有用钯（Pd）来代替铂（Pt）的，钯（Pd）的价格大约是铂（Pt）的 1/5 左右。由于钯（Pd）的晶体结构比较容易容纳杂质，易被化学毒化，但是这个弱点可以通过改变活性层和钯（Pd）的结合方式来改善。

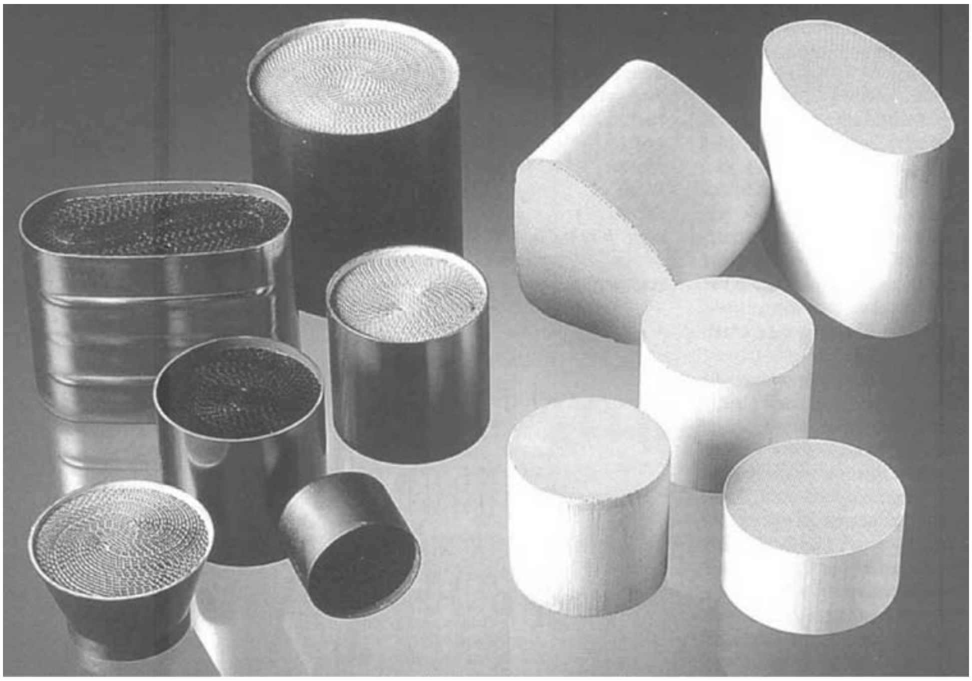


图 3-117　催化转化器的陶瓷（右）和金属（左）载体芯子

目前三效催化转化器也有采用金属作为载体材料的（图 3-118）。这种载体芯子由特殊形状的波纹金属薄板绕卷而成，每层之间用一层多孔性衬垫隔开。金属载体表面上有多种催化剂涂层，可以氧化 CO/HC 和还原 NO_x，而多孔性衬垫可捕集到部分颗粒物，并在一定温度下能将捕集到的颗粒物氧化分解实现再生。与陶瓷载体相比，金属载体的优点是：

- 结构紧凑，体积小；
- 热容量小，加热速度快，有利于提高内燃机冷起动时的转化率；
- 机械强度和热强度高，不需要特殊的弹性减振封装材料。

但是金属载体催化转化器的成本较高，质量也较大。

当汽油机以化学计量比（$\lambda = 1$）混合气运行，废气流经三效催化转化器蜂窝通道时，其中的 CO 和 HC 在铂（Pt）的催化作用下被剩余的 O_2 氧化净化成 CO_2 +

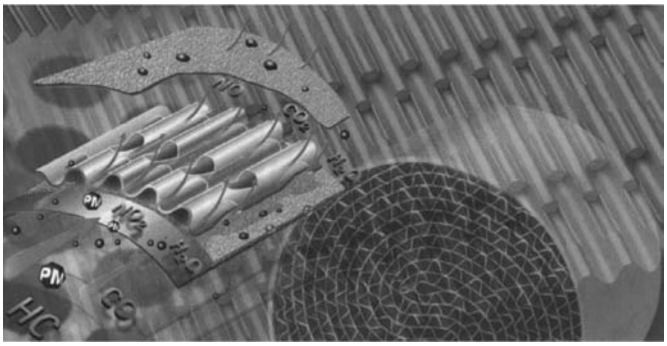


图 3-118　催化转化器金属载体芯子的结构原理

H_2O，而所产生的 H_2 和没有氧化完的 CO 和 HC 作为 NO_x 还原反应净化成 N_2 所必需的还原剂，这样各种化学成分处于平衡状态，三种主要污染物 CO、HC 和 NO_x 就能同时被完全转化净化。如果混合气太稀（$\lambda>1$），空气过量，废气中的 O_2 就富余，CO 和 HC 及其氧化反应所产生的 H_2 就会首先被完全氧化掉，因此 NO_x 的还原反应因缺乏还原剂而无法进行。相反，如果混合气太浓（$\lambda<1$），空气不足，废气中的 O_2 就不足以使 CO 和 HC 被氧化净化。

新欧洲行驶循环（NEDC）试验证实，所有有害成分的排放量随着三效催化转化器载体蜂窝状孔密度的增加而降低，但是最终确定的载体蜂窝状孔密度应考虑到废气背压不至于过高而使燃油耗恶化，不过更多的载体蜂窝状孔数目对降低排放的效果已不太明显。

三效催化转化器对 CO、HC 和 NO_x 的转化效率还与温度有关，通常将催化转化效率达到 50% 的温度称为三效催化转化器的起燃温度，一般为 250℃左右。为了提高转化净化效率和防止过热，三效催化转化器的使用温度应控制在 350 ~ 450℃范围内。采用三效催化转化器的汽油机乘用车，在城市标准测试循环中排放污染物的 50% ~80% 是在冷起动后 1min 内排放的，因此提高三效催化转化器在冷起动时的转化效率是满足越来越严格的排放标准的关键。为此，现代缸内直喷式汽油机无不将三效催化转化器置于与排气歧管紧密相连的位置，以便减少经过连接管路时的热量损失，使得三效催化转化器能在冷起动时迅速升温以及在低负荷时保持足够高的工作温度，有利于提高其催化转化效率。

随着使用时间的增长，三效催化转化器的活性表面也会老化失效，具体表现为转化效率下降，起燃温度上升。通常，汽车经过 15 万 km 行驶以后，三效催化转化器的起燃温度会从 250 ~270℃提高到 350℃以上，而 CO 和 HC 的转化效率减少 20% ~30%，NO_x 的转化效率减少 50%。三效催化转化器老化的主要原因有两个：

1）过热老化：是由于使用温度过高造成催化转化器载体表面烧结而导致活性损失，因此一般三效催化转化器的使用温度不宜超过 900℃。在日常使用中应尽量

避免长时间高速高负荷行驶或急加速，更忌讳随意空车“轰”油门。

2）化学毒化：是燃油和润滑油中的一些元素（如铅、磷和硫等）和催化转化器载体表面活性材料反应，或覆盖在催化转化器载体的活性表面上，造成催化转化器转化效率下降，因此使用三效催化转化器的汽油机必须使用无铅汽油，并对使用的润滑油的成分（特别是添加剂的成分）提出了新的要求，在日常使用中必须使用规定的汽油和润滑油牌号，决不能任意更换。

3.6.2　分层燃烧直喷式汽油机的废气后处理

缸内直喷式汽油机分层燃烧运行时具有很大的节油潜力，是降低燃油耗最有效的措施，同时还具有良好的瞬态特性和全负荷性能，但是要充分挖掘其节油潜力，在很大程度上受到废气排放的制约。

迄今为止，汽油机的颗粒排放与柴油机相比可忽略不计，但是随着汽油直接喷射技术的应用，这种情况就要重新加以认识。原则上，直喷式汽油机特别是在分层燃烧时，在极其不均匀的混合气中会有局部过浓的区域，可能生成颗粒物。但是，现代批量生产的汽车在转鼓试验台上进行的颗粒排放测量结果（图3-119）表明，缸内直喷式汽油机的颗粒质量排放虽然明显高于进气道喷射汽油机，但还是远远低于现代柴油机的限值。就颗粒质量排放而言，现代批量生产的缸内直喷式汽油机已经能够满足未来更为严格的排放标准限值，如美国超低排放汽车（ULEV）标准的限值（0.01g/mile = 0.0062g/km）。

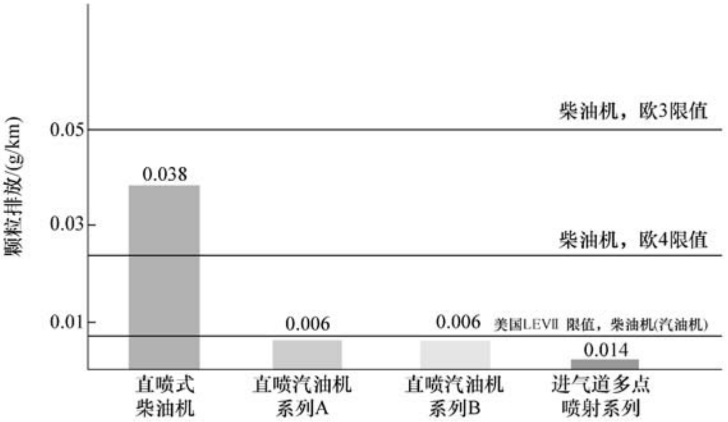


图3-119　各种发动机颗粒排放的比较

缸内直喷式汽油机由于混合气形成时间较短，特别是采用壁面引导燃烧时燃油会碰壁，从而使HC排放显著增加（见图3-113）。在分层稀燃运行时氧过剩的情况下，为HC和CO的氧化净化创造了有利的条件，但正如上所述，与柴油机的排放相似，其最大的挑战是在发动机稀薄运转模式所形成的富氧废气条件下氮氧化物

的还原，此时 NO_x 的还原反应因缺乏还原剂（CO、HC 或 H_2）而无法进行，因此分层稀燃直喷式汽油机的废气净化问题，最重要的关键是减少 NO_x 排放量。图 3-120表示缸内分层稀燃直喷式汽油机达到欧 4 排放标准所要求的 NO_x 催化转化率必须大于 96%，才能达到与进气道喷射汽油机那样的 NO_x 排放水平。其 NO_x 的净化任务可分别由机内净化降低 NO_x 的原始排放和机外废气后处理来分担。由于缸内直喷式汽油机在分层稀燃时空气富余，为采用高 EGR 率降低 NO_x 原始排放创造了有利条件，因而就可使原始排气中的 NO_x 含量降低约 50% ~70 %，但为了达到废气排放标准的要求还必须附加一个 NO_x 后处理装置。分层稀燃直喷式汽油机可选用的 NO_x 后处理装置有两种：即 NO_x 连续催化转化器和 NO_x 吸附催化转化器。但是，从图 3-121 所示出的这两种催化转化器所能达到的 NO_x 催化转化率的对比可以清楚地看出，只有吸附式 NO_x 催化转化器才能达到上述所要求的 NO_x 催化转化率水平。

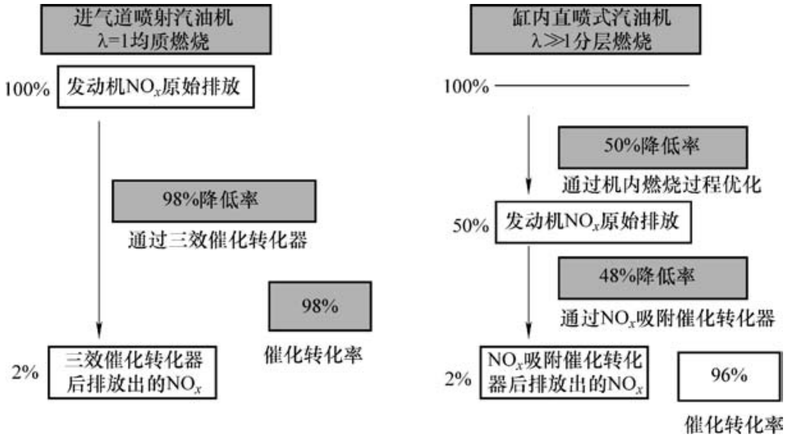


图 3-120　欧 4 排放标准所要求达到的 NO_x 催化转化率

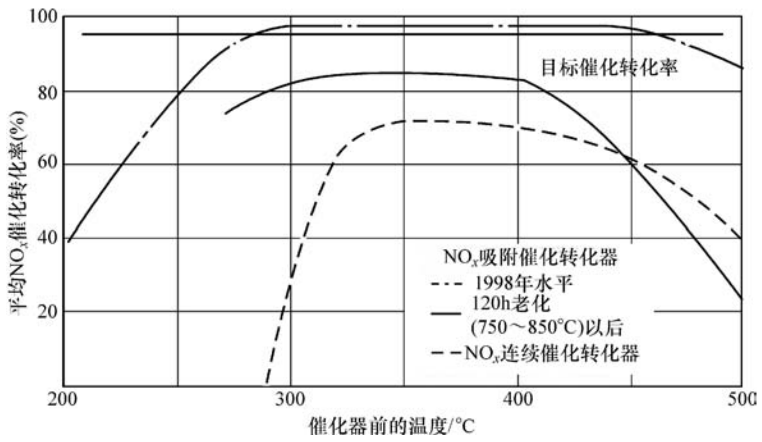


图 3-121　连续式和吸附式 NO_x 催化转化器 NO_x 催化转化率的比较

3.6.3 吸附式 NO_x 催化转化器

（1）工作原理和一般系统布置

图 3-122 示出了吸附式 NO_x 催化转化器的工作机理。其载体用碱土金属（例如钡、钾等）作为活性吸附储存材料，而用贵金属铂（Pt）和铑（Rh）作为活性催化剂。在稀混合气状态下，废气中的 NO 在贵金属铂（Pt）的催化作用下被氧化成 NO_2，这样所有的 NO_x 都以 NO_2 的形式出现，并与碱土金属化合成硝酸盐的形式被可逆性地吸附到储存材料上，而废气中的 HC 和 CO 被直接氧化净化成 H_2O 和 CO_2 排出。在储存材料吸附的 NO_x 达到极限量以前，应采取一定的方式将储存材料中吸附的 NO_x 还原，以腾空储存材料中的吸附容积供下一个吸附周期使用。此时，电控系统会使汽油机短暂地进入浓混合气状态运转，使排气中产生足够的还原剂（HC、CO 和 H_2 等），并在贵金属铂（Pt）或铑（Rh）的催化作用下与从硝酸盐中析出的 NO_2 反应还原成 N_2，这个过程被称为吸附式 NO_x 催化转化器的再生过程。通常，分层稀燃直喷式汽油机吸附式 NO_x 催化转化器的再生过程的时间间隔约为每运转 1min 需要再生 2s，如图 3-123 所示。这种不连续的周期性的运行模式对发

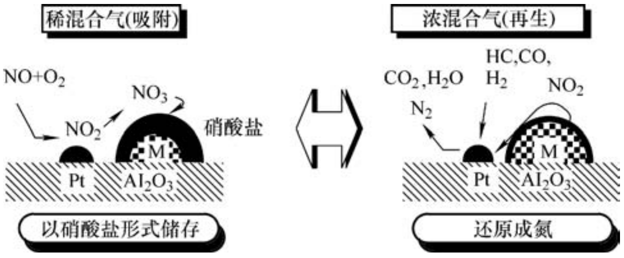


图 3-122 吸附式 NO_x 催化转化器的工作机理示意图

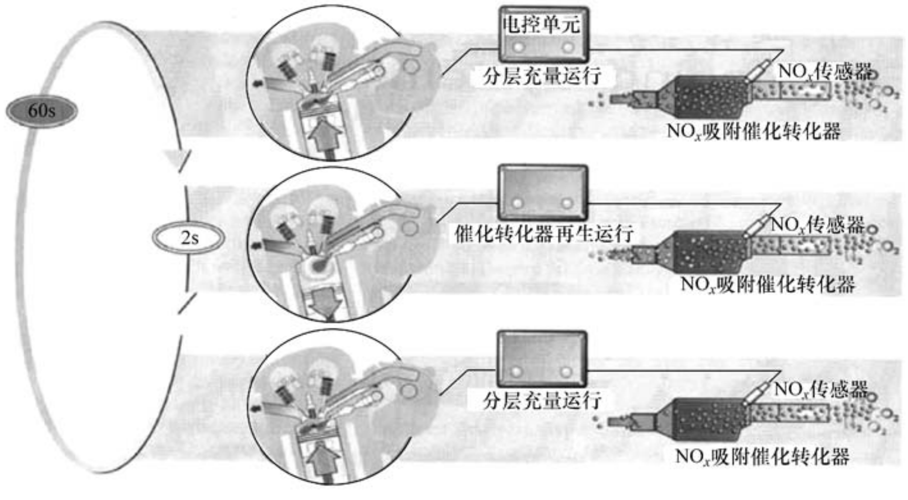


图 3-123 吸附式 NO_x 催化转化器的运行模式

动机电控系统提出了很高的要求。图 3-124 示出了分层稀燃直喷式汽油机电控系统控制吸附式 NO_x 催化转化器再生过程的实例。从图中可以看出，在整个再生过程中，驾驶人踩加速踏板的位置并没有变化，发动机的负荷状态也没有变化，但是受电控系统控制的电子节气门在进入再生过程时，加大了关闭程度，使过量空气系数从 1.6 降低到 0.7 左右，点火正时也相应地从上止点前 45°减小到 30°，而这一切都是在驾驶人毫无察觉的情况下非常平顺地完成的，由此对分层稀燃直喷式汽油机电控系统的匹配要求之高可见一斑。

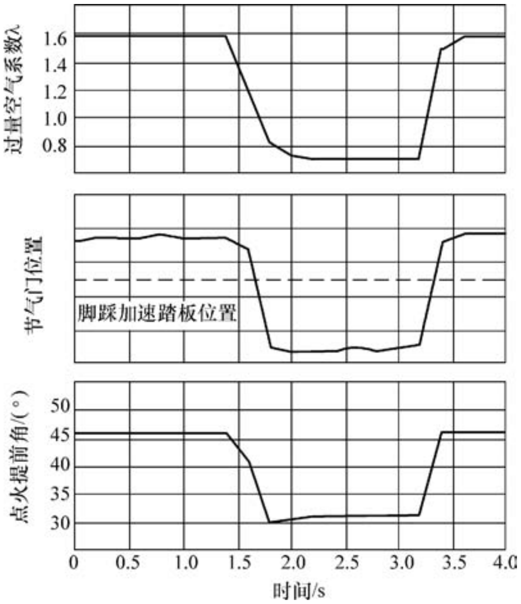


图 3-124　电控系统控制吸附式 NO_x 催化转化器再生过程的实例

图 3-125 示出了分层稀燃直喷式汽油机废气后处理系统布置的示意图。通常，为了改善冷起动期间 HC 的转化净化效果，在吸附式 NO_x 催化转化器之前应用一个氧化催化转化器，称之为前置催化转化器，并为改善其起燃性能，与发动机排气歧管直接紧密相连，这样吸附式 NO_x 催化转化器就能布置在汽车地板

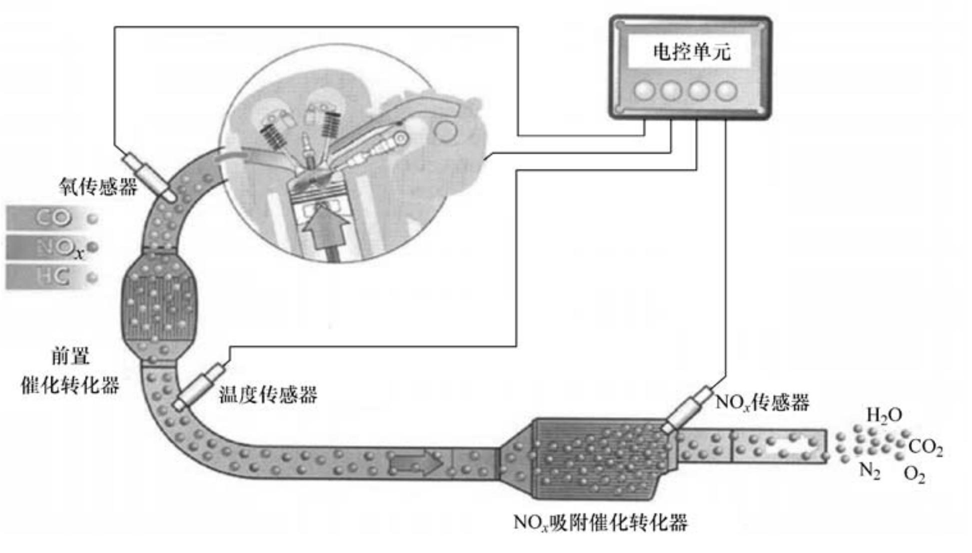


图 3-125　分层稀燃直喷式汽油机的废气后处理系统布置示意图

下，避免过热，从而能提高其承担 NO_x 吸附储存和催化还原的活性材料的耐久性。位于前置催化器后面的温度传感器用于测量废气和催化转化器的温度，而位于吸附式 NO_x 催化转化器之后的 NO_x 传感器用于监控催化转化器和调节废气净化。借助于 NO_x 传感器就能够直接监测 NO_x 的吸附储存过程，当 NO_x 的吸附储存量达到饱和状态时才按需要开始进行 NO_x 的再生，使得在每个稀薄－加浓运行循环中，NO_x 的再生总是与原始排放的波动和催化转化器的吸附催化活性老化程度相匹配，既提高了 NO_x 的催化转化效率，又能减少再生频率降低燃油耗。

吸附式 NO_x 催化转化器在废气排放试验中也显示出随着载体蜂窝状孔密度的增大对有害成分的转化能力随之增强的趋势（图 3-126），此外与金属载体相比，吸附式 NO_x 催化转化器采用陶瓷载体（图 3-126 中右侧两种）能够获得明显的排放优势。

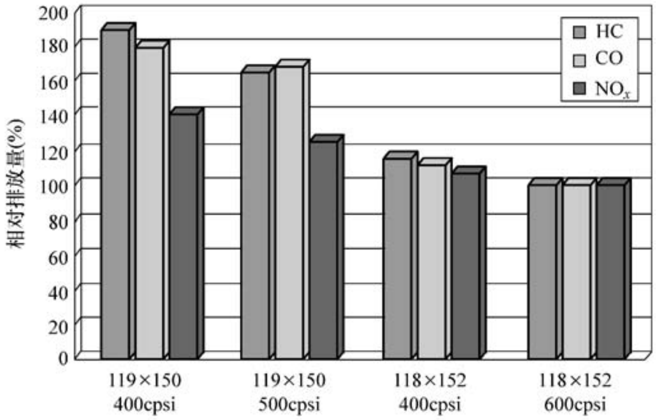


图 3-126　吸附式 NO_x 催化转化器载体对 NEDC 试验循环废气排放的影响

（cpsi = 目/in^2）

（2）功能评价标准

吸附式 NO_x 催化转化器是目前直喷式汽油机应用最有效降低 NO_x 排放的废气后处理技术。为了进一步有针对性地开发吸附式 NO_x 催化转化器实际的车用性能，有必要制定量化的评价标准。图 3-127 简要列出了这种评价标准。为了确保直喷式汽油机具有适当长的稀混合气运行时期，NO_x 吸附器必须具有足够大的 NO_x 吸附容量。按照当今的技术状况，根据 NO_x 原始排放水平的不同，例如为了满足欧 4 排放标准限值要求，吸附式 NO_x 催化转化器的 NO_x 转化率需要达到 85% ~95%。因此，为了在车用使用场合进行性能评价，考察直至氮氧化物的瞬时转化效率降低到 80% ~85% 时所吸附的 NO_x 数量在技术上是有重要意义的，因而根据吸附过程 NO_x 平均转换率要达到 90% 以上。

因此，吸附式 NO_x 催化转化器在发动机以小于化学计量比的浓混合气运行情

况下进行再生期间必须总是能全部彻底地排空，以确保获得良好的 NO_x 再生能力，并且要在尽可能短的浓混合气运行期间内完成再生，而且发动机混合气的加浓量尽可能少，以便与单纯稀混合气运行相比，尽量将为此所需增加的燃油耗减少到最低程度。

功能

- 在稀混合气运行期间吸附 NO_x → NO 氧化 → 形成硝酸盐
- 在浓混合气运行期间还原 NO_x → 硝酸盐分解 → 转化成 N_2

评价标准

- NO_x 吸附容量
- NO_x 还原能力
- NO_x 吸附/还原工作温度
- 在稀混合气运行期间 HC 和 CO 的转化
- 在 $\lambda=1$ 均质混合气运行期间的转化
- 最好的温度稳定性
- 抗硫/脱硫能力

图 3-127 吸附式 NO_x 催化转化器的功能及其评价标准

吸附式 NO_x 催化转化器的工作温度范围也被称为工作温度窗口，这就预先限定了发动机稀燃运行的温度条件。原则上，期望能获得尽可能宽的工作温度范围，以便发动机能够尽可能自由地选择稀燃运行，因此可根据发动机或汽车的设计方案优先选择较低或较高的应用温度范围。

当然，除了 NO_x 吸附容量、NO_x 再生能力和工作温度窗口之外，CO 和未燃 HC 的转化也是很重要的。原则上，在稀薄废气中 CO 的转化是没有问题的，因为在稀薄废气中 CO 的原始排放处于较低的水平，而且经过催化转化器时 CO 能够被非常好地转化净化。而与此相反，未燃 HC 的转化净化明显不良。在直喷式汽油机的废气中，难以氧化的 HC 成分呈现较高的份额，而且这些份额的 HC 成分转化净化不良，从而降低了 HC 的转化率。这种效应特别不利，因为发动机在小负荷时的排气温度较低，在前置催化器和 NO_x 吸附催化转化器起燃温度附近变动。相反，如果出于起燃快的原因和/或安装空间位置的原因，前置催化器选择得非常小，那么在较高负荷时，因前置催化器中的气流空间速度极高，HC 的转化率就会降低。

在这种情况下，吸附式 NO_x 催化转化器就必须同样承担明显较大份额的 HC 转化净化任务。

最好的温度稳定性和抗硫性能或脱硫能力表现为对老化影响不敏感的性能。催化转化器对这些影响越不敏感，其保持新鲜活性的稳定性越好。吸附式 NO_x 催化转化器在新鲜状态时能够实现在宽广的工作温度范围内满足排放限值要求的开发目标，但是由于老化的影响，为了批量应用必须予以折中。这一方面涉及发动机稀燃运行的范围，另一方面还涉及为降低最高温度负荷所采取的冷却措施。

下面将要详细讨论温度稳定性对吸附式 NO_x 催化转化器和工作温度窗口产生哪些影响？以及前置催化转化器是如何影响吸附式 NO_x 催化转化器老化的？

（3）温度稳定性

虽然当前吸附式 NO_x 催化转化器的温度稳定性取得了明显的进步，但是尚无法与现代三效催化转化器的温度稳定性相比。为了有针对性地改进吸附式 NO_x 催化转化器，重要的是弄清降低活性机理的影响，而对于在汽车上的实际应用而言，非常感兴趣的是哪种老化类型会加速吸附式 NO_x 催化转化器活性的降低。如果有这种情况，就能运用这些知识来防止其受到老化的影响。

1）各种降低活性机理对工作温度范围的影响。列举两种最主要的降低活性的机理。

首先，吸附材料活性的降低导致 NO_x 吸附容量的减少，因而工作温度窗口在大约 350℃以上将受到重大的影响，吸附材料损失了在较高的温度下形成稳定的硝酸盐的能力，因为由于形成 NO_2 的化学反应热力学的原因，在较高的温度下比起 NO_2 来更容易形成 NO，因此在较高温度下形成的 NO_2 必须在其再次分解成 NO 以前就与吸附材料相结合。由于吸附材料的活性降低，在工作温度范围内的吸附反应至少大大减少或者根本不可能进行。

其次，贵金属功能的损失是第二种降低吸附式 NO_x 催化转化器活性的机理。这种贵金属功能对于吸附式 NO_x 催化转化器进行 NO 氧化反应是绝对必需的，因为 NO 的氧化反应是紧接着形成硝酸盐的前提条件，从而才有可能吸附。在较低的温度范围内，通过 NO 转变为 NO_2 而被吸附的效率将受到限制。因此，吸附容量的减少也可能由于 NO 氧化的减少或损失所引起，在极端情况下 NO_x 的吸附就无法进行。通常，这些效应重叠在一起，其单个效应的影响示于图 3-128。

吸附材料稳定性的改善和贵金属烧结的减少改善了整个工作温度范围。这是通过贵金属和吸附材料成分与其他的涂层材料适当结合达到的，从而减少了在高温老化情况下惰性涂层化合物的形成。

2）各种老化对温度稳定性的影响。在评价吸附式 NO_x 催化转化器温度稳定性时提出了这样的问题，即哪种老化效应是对降低活性起着决定性作用的。对此的影响因素有吸附材料、最高的老化温度、老化的持续时间、气体的组成成分（例如化学计量比混合气或倒拖断油）以及达到老化温度的方式，例如因有较多的放热

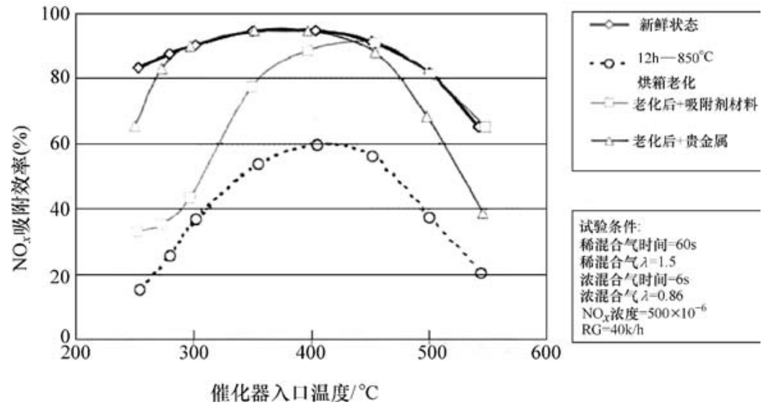


图 3-128　贵金属和吸附材料成分活性对各种温度窗口影响的（在高温老化后 NO_x 吸附转化器活性的降低，RG = 再生循环频率（循环/h））

反应而使温度水平提高，因而促使放热反应的废气中残余氧含量（例如发动机倒拖断油就会增加废气中的残余氧含量）是特别关键的参数，通过使发动机以排气中残余氧含量尽可能少的工况运转可避免在 NO_x 吸附器载体中过多的放热。

图 3-129 示出了某种吸附式 NO_x 催化转化器在不同老化状态下的 NO_x 转化能力，其中的 NO_x 转化率是通过模型气体试验确定的，模型气体的参数示于表 3-7 中，每种老化方法的运行参数列于表 3-8。由图中可清楚地看到，在高温和富氧气氛组合环境中的老化，例如在 850℃下的空气老化和在 800℃下有倒拖断油的发动机运转老化（催化器催化床的温度同样要达到约 850℃），其老化结果最差。

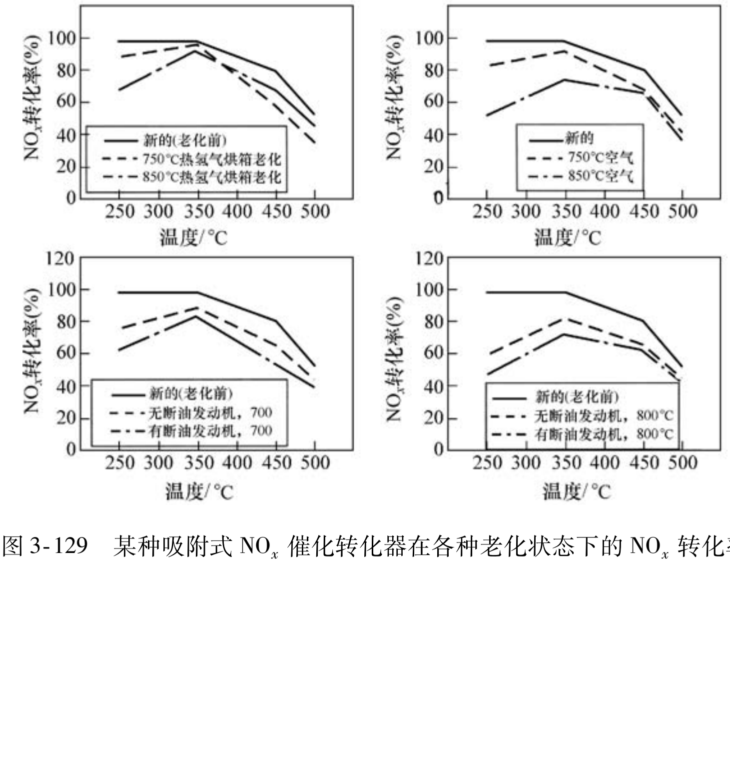


图 3-129　某种吸附式 NO_x 催化转化器在各种老化状态下的 NO_x 转化率

表 3-7　确定 NO_x 吸附催化器转化率的模型气体试验参数

	稀薄运行阶段	加浓阶段
CO（体积 %）	0	4
H_2（体积 %）	0	1.3
O_2（体积 %）	8	0
C_3H_8（体积 10^{-6}）	33	
C_3H_6（体积 10^{-6}）	33	
NO（体积 10^{-6}）	500	
CO_2（体积 %）	10	
N_2	平衡	
T/℃	250，350，450，500	
λ	1.5	0.88
持续时间/s	80	20

表 3-8　各种老化方法的运行参数

老化类型	环境气氛	温度	持续时间	质量流量
热氢烘箱老化	10% H_2 90% N_2	750℃ 或 850℃	25h	静态
热空气烘箱老化	空气	750℃ 或 850℃	25h	静态
发动机运转老化 （无倒拖断油）	λ =0.998	750℃ 或 850℃①	25h	168 kg/h 或 185 kg/h
发动机运转老化 （有倒拖断油）	120s，λ =0.998 5s，$\lambda=\infty$	750℃ 或 850℃①	25h	168kg/h 或 185kg/h

① 指吸附式 NO_x 催化器前的温度。

图 3-130 示出了不同老化方式对用钡作为吸附材料的 NO_x 吸附转化器的影响。比较的原始基础是稳定状态。催化器载体在 800℃温度下经受 25h 化学计量比混合气高温老化后，吸附式 NO_x 催化转化器在整个工作温度范围内其活性的降低是随温度变化的，而在同样的情况下化学计量比混合气的老化随着持续时间的增长，其活性的降低仅有非常小的加重。但是，有倒拖断油的老化在入口温度相似而载体温度略有提高的情况下其老化程度就明显加重。图中未示出经历 50h 后的数值，因为随着持续时间的延长其活性将更进一步降低。图中示出了在催化器载体温度为 885℃情况下经历 25h 燃油切断的老化情况，以此表明，在老化温度明显提高的情况下，在氧大大过剩的氛围中活性的降低非常快。

除了氛围之外，吸附式 NO_x 催化转化器的载体最高温度具有决定性的作用。如果超越了耐久性极限，老化持续时间更加剧了 NO_x 吸附器的老化。这样看来，

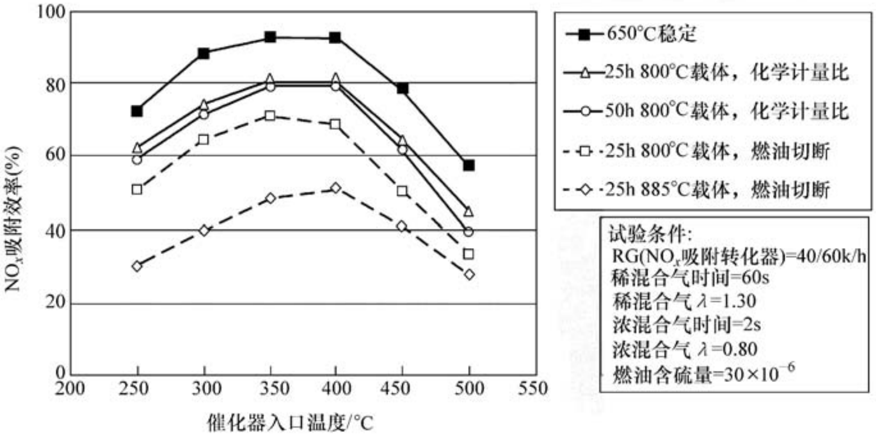


图 3-130　不同老化方法对用钡作为吸附材料的 NO_x 吸附器工作温度窗口的影响
（8 个稀 - 浓循环试验中的 NO_x 平均吸附效率；RG = 再生循环频率（循环/h））

在应用钡作为吸附材料的情况下，在汽车上实际使用的温度稳定性极限是吸附式 NO_x 催化转化器载体温度为 800℃。

此外，除了目前的技术状况之外，温度稳定性还受到钡与涂层成分形成化合物的制约，由此将使得吸附材料不可逆转地失去活性。这种效应发生在 750℃以上，但最高温度达到 800℃以上将明显加剧。

避免这种效应从而提高最大温度稳定性的可能性是应用其他的吸附材料，同样也能达到高的吸附效率。其中，与材料钡相比，应用钾作为吸附材料显示出在长时间老化后具有明显提高的老化稳定性。图 3-131 示出了这两种材料在有倒拖断油的高温老化情况下的比较。将每种材料在新鲜状态时的吸附能力定为 100% 作为比较基础。从新鲜状态开始，随着老化持续时间的增长，钡吸附材料剩余的吸附容量连续地衰减。由于催化器入口 850℃的老化温度并有倒拖断油，先持续不断不可逆转地形成惰性的钡 - 涂层成分化合物。新鲜状态时在经历 50h 老化后剩余的吸附容量表明，NO_x 吸附器的活性进一步降低。与此相比，即使试验台老化条件非常严酷，但是钾吸附材料仍显示出明显高的剩余 NO_x 吸附能力。虽然在 25h 老化后其 NO_x 吸附容量也明显减少，但是十分重要的是，在老化持续时间继续增长时，能够继续维持这样的 NO_x 吸附容量。

在温度稳定性方面获得这么大优点的同时，还拓宽了工作温度窗口，使得在老化后吸附 NO_x 的工作范围从 250 ~450℃扩大到了大约 250 ~550℃。但是，也存在某些缺点，需要根据系统的配置和汽车的布置情况来互相权衡。在此仅列举以下两点：

- HC 转化净化较少；

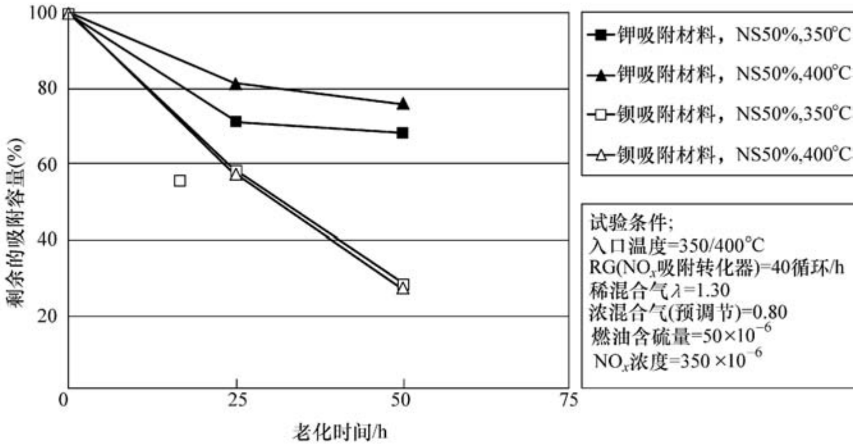


图3-131　用钾和钡作为吸附材料的吸附式 NO_x 催化转化器的吸附能力的比较（持续50h，载体温度850℃，有倒拖断油老化；RG＝再生循环频率，NS＝NO_x 吸附率）

- 脱硫温度较高。

与用钡作为吸附材料的吸附式 NO_x 催化转化器相比，用钾作为吸附材料的吸附式 NO_x 催化转化器的HC转化率明显较低，但是可通过相应的系统设计来应对这种情况，例如采用前置催化转化器来承担主要的HC转化净化任务。此外，在汽车上的布置起着重要的作用，这直接影响到废气后处理系统的温度分布状况。用钾作为吸附材料的 NO_x 吸附器必需的较高的脱硫温度自然对脱硫策略提出了更高的要求，也可能对所采用的前置催化器的老化稳定性提出更高的要求。

3）前置催化器对吸附式 NO_x 催化器高温老化的影响。为了满足未来的废气排放法规，批量生产目前仅考虑应用与排气歧管紧密相连的前置催化转化器和位于汽车地板下的吸附式 NO_x 催化转化器。在催化转化器方面，前置催化转化器已具有高的最大温度稳定性、低的起燃温度和非常好的催化净化性能，目前使用这种催化转化器已能满足当今排放法规的要求。

取消前置催化转化器，在断油高温老化时对以钡作为吸附材料的吸附式 NO_x 催化转化器产生的影响示于图3-132。可以清楚地看到，无前置催化转化器的吸附式 NO_x 催化转化器在整个工作温度范围内活性大大降低，NO_x 吸附器受到的损害明显加剧。其原因是无前置催化转化器的吸附式 NO_x 催化转化器的载体温度明显较高。因为在前置催化转化器中发生的基本上是放热反应，为吸附式 NO_x 催化转化器提供较高的入口温度，而吸附式 NO_x 催化转化器载体的温度仅提高约10～20℃，是微不足道的。如果在进一步开发中考虑为降低成本起见而省掉前置催化转化器的话，那么首先要大幅度地明显提高吸附式 NO_x 催化转化器的老化稳定性，但这已超出了安装于汽车地板下的吸附式 NO_x 催化转化器所要求的老化稳定性限

度，而且吸附式 NO_x 催化转化器还必须承担前置催化转化器的任务，其中特别是冷起动排放物的转化净化。

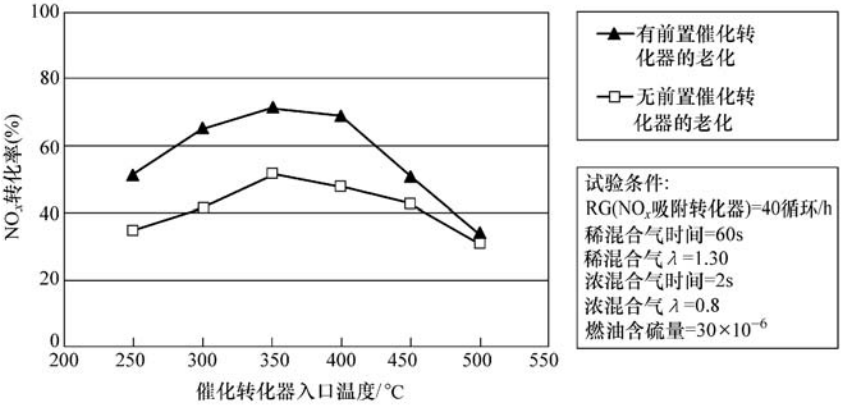


图 3-132　前置催化转化器对以钡为吸附材料的吸附式 NO_x 催化转化器断油高温老化的影响（RG = 再生循环频率）

当然，取消前置催化转化器对于吸附式 NO_x 催化转化器的再生肯定会产生有利的影响，因为在混合气加浓阶段省掉了经过前置催化转化器的再生中间转化，减少了再生所必需的燃油量。但是，目前吸附式 NO_x 催化转化器现有的老化稳定性和所必需的体积要想无前置催化转化器使用或者处于与排气歧管紧密相连的位置几乎是不可能的。

综上所述，目前用钡作为吸附材料的 NO_x 吸附催化转化器的最大温度稳定性大约为 800℃，其中断油老化与在纯粹化学计量比混合气条件下的老化相比，其活性的降低更明显加剧。而采用钾作为吸附材料使得老化稳定性明显提高，但是 HC 的转化率较低且脱硫温度较高。

前置催化转化器因减少了在载体中的放热而能在高温老化时对吸附式 NO_x 催化转化器起到保护作用。目前用于稀燃分层直喷式汽油机车辆较为有利的催化器布置示于图 3-133。为了确保在冷起动以后车辆快速起步，前置催化转化器必须与排气歧管紧密相连。除了使热机运转排放最低之外，前置催化转化器应承担稀燃运行时绝大部分的 HC 和 CO 排放转化净化任务，因此吸附式 NO_x 催化转化器被布置在汽车地板下面。为了进一步挖掘缸内直喷式汽油机在理论上存在的降低燃油耗的潜力，必须进一步开发吸附式 NO_x 催化转化器，特别是要进一步提高其温度稳定性。

（4）抗硫性能和脱硫能力

除了耐高温稳定性之外，吸附式 NO_x 催化转化器的耐久性很大程度上取决于其抗硫能力。由于硫具有与氮相似的化学性质，因此燃油中含有的硫会与碱土金属化合成硫酸盐的形式被吸附到 NO_x 储存材料上，占据其活性位置，并逐渐把它们

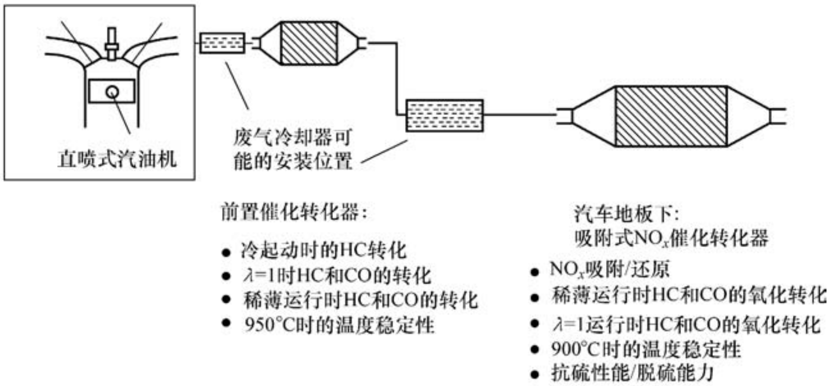


图 3-133　稀燃分层直喷式汽油机较为有利的催化转化器的布置方案

堵塞，而使吸附式 NO_x 催化器的转化能力下降，其下降的速率取决于燃油中的硫含量。图 3-134 示出了在分别含有 8.0×10^{-6}（体积百万分率）SO_2 和 1.5×10^{-6} SO_2 的气体混合气的模型气体（其他参数见表 3-7）试验中吸附式 NO_x 催化器 NO_x 转化能力的比较。在稀薄运行废气条件下，这样的 SO_2 浓度就相当于燃油含硫量大约为 180×10^{-6} 和 34×10^{-6}（质量百万分率）。显然，吸附式 NO_x 催化器在 SO_2 浓度较高的废气中工作 30h 后，其 NO_x 转化率降低到了 30% 以下。如果将废气中 SO_2 浓度降低到 1.5×10^{-6}，那么在相同的时间空间中 NO_x 转化率能够保持在 90 % 以上。当然，该曲线也出现轻微的下降，这表明可以预计到即使在较低的含硫量情况下，但经过较长时间运行以后 NO_x 转化率也会出现明显的下降。其中所形成的碱土金属硫酸盐在富氧（稀薄运行）废气条件下要到 1000℃ 以上才能发生热分解，在相当于汽车实际行驶的条件下不可能出现这样高的温度。

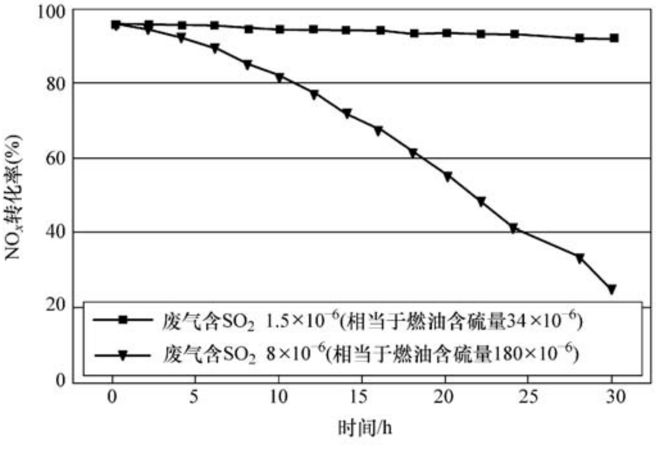


图 3-134　SO_2 浓度对 NO_x 转化率的影响

当然，原则上在还原气氛的废气条件下相应的碱土金属硫酸盐能够在明显较低的温度下分解，从而实现 NO_x 吸附储存材料的再生。在开发工作中确实已经证实，通过脱硫酸盐能够将硫重新从吸附储存料上完全清除掉（脱硫），而不会由于仅仅部分的脱硫酸盐而出现缓慢的不可逆转的硫中毒危害。此外，对脱硫策略的另一个要求是必须在脱硫时成功地避免 H_2S 排放超过容许的气味极限。为了进行检验，将相关的吸附式 NO_x 催化转化器在发动机试验台架上重复地进行一种试验循环，以首先获得对脱硫性能的基本认识，这种试验循环由持续数小时的低温阶段组成，类似于在汽车上运转的废气在还原和氧化气氛条件之间循环变换（见图 3-123）。用于这种试验的燃油的含硫量相当于欧盟内部从 2000 年起生效的限值（参见图 3-140）。在吸附式 NO_x 催化转化器上聚积大约 3g 硫以后，发动机就选用另一种运转工况来提高吸附式 NO_x 催化转化器前的废气温度，但在预热期间则仍选用稀薄运转条件。在达到脱硫酸盐温度以后，λ 值就降低到还原气氛条件。从图 3-135a（见彩插）可以看出，紧随着转换到加浓废气条件就开始排放 SO_2，紧接着就排放 H_2S。正如从图 3-135a 上所看到的那样，在这样的脱硫策略下从催化转化器排出的硫大约 60% 是以 H_2S 形式排放出来的，这在实际的汽车行驶中是不容许的。图 3-135b则改变了脱硫策略，在达到脱硫温度以后随时间控制 λ 值在加浓和稀薄之间来回转换，从图上可以清楚地看到，采用这种方法能够使 H_2S 的形成实际上几乎被完全抑制了。该试验还表明，在所开发的催化转化器情况下短的加浓时间，在温度超过 650℃且混合气较浓即排气中无氧的情况下，已足以使硫至少能够部分地从催化转化器中排出来，以至于在汽车的某些运行工况条件下发生“自然”脱硫，但这要求发动机以较大的负荷运行以提高排气温度，例如在高速公路上行驶往往能自动达到。但是，从图 3-136 所示出的汽车在不同行驶条件下的排气温度中可以看到，在大多数情况下，特别是市内行驶条件下，废气达不到这样高的温度，“自然”脱硫并不可能发生，尤其是考虑到现在燃油的含硫量还较高，那就不可避免地需要一种主动脱硫策略，需要通过发动机的电控系统采取附加的加热措施，例如控制点火正时、控制过量空气系数、控制配气正时以及控制喷油时刻和喷油量等来大大提高排气温度。但是，采取这些加热措施后，免不了将会在短期内导致燃油耗有所增加，而增加多少与燃油的含硫量有很大的关系。只有当燃油的含硫量低于 10×10^{-6}（称之为无硫燃油）时，吸附式 NO_x 催化转化器的硫化很缓慢，才可以不采取专门的脱硫对策。但是，能普遍供应这种无硫燃油的国家和地区（如挪威、日本等）并不广泛，这就是为什么目前 $\lambda = 1$ 均质燃烧直喷式汽油机应用得更为广泛的主要原因。

图 3-137 表明在发动机上并没有观察到吸附式 NO_x 催化转化器经过反复脱硫以后其 NO_x 转化率有多大的恶化。这种特性不仅对未经老化的新催化转化器是这样，而且在经过老化（800℃有倒拖断油发动机运转老化）后也是如此。图中给出的数值是相对转化率，它是以新催化转化器或经老化的催化转化器在第一次硫化前

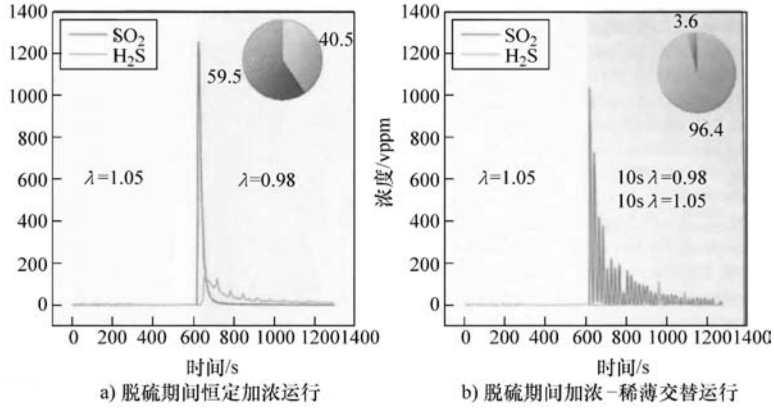


图 3-135　某种吸附式 NO_x 催化转化器在催化器前温度为 600℃时的脱硫酸盐性能

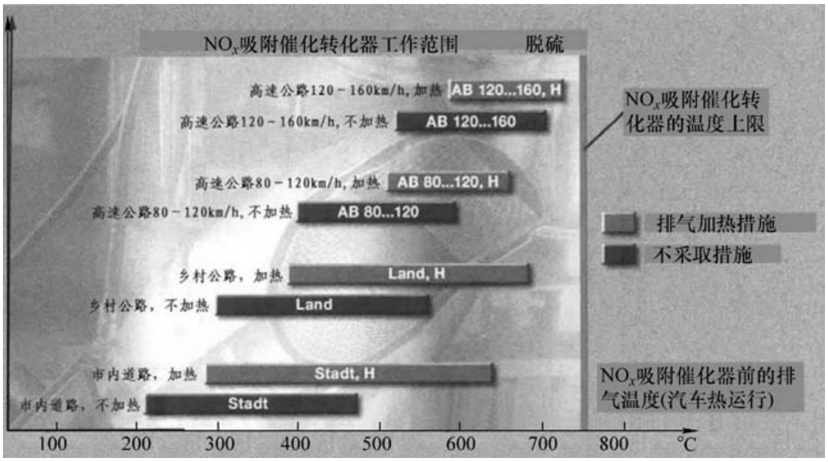


图 3-136　汽车在不同行驶条件下的排气温度

的转化率作为基数的。对催化转化器剩余含硫量的分析表明，并没有发生硫的聚积。

图 3-138 示出了某种分层稀燃直喷式汽油机采用的对吸附式 NO_x 催化转化器最有利的废气后处理系统布置方案。发动机排气歧管按气缸点火相位均匀地分成两组呈 Y 形结构形式，发动机的排气分成两支流入各自的前置催化转化器，然后再合并成一支。前置催化转化器靠近发动机布置，而吸附式 NO_x 催化转化器则布置在汽车地板下面。前置催化转化器前有一个常规的氧传感器，其后为温度传感器。靠近发动机布置的前置催化转化器在发动机冷起动后通过两次喷油能很快起燃，然后发动机在化学计量比混合气下运行。只有在 NO_x 吸附催化转化器起燃后才开始以稀混合气运行。前置催化转化器的尺寸要足以确保发动机以化学计量比混合气运行直到中高负荷都能充分净化发动机的有害排放物。这种 Y 形布置的废气后处理

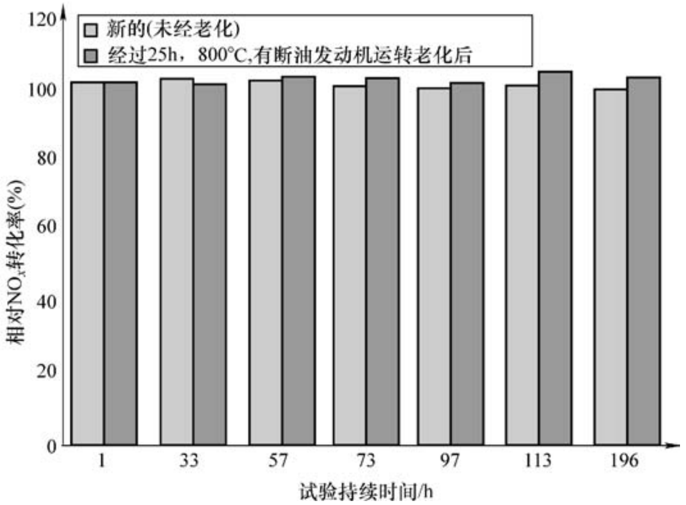


图 3-137　某种吸附式 NO_x 催化转化器在长时间试验后其 NO_x 转化率的保持状况

系统，除了具有良好的全负荷性能外，对于吸附式 NO_x 催化转化器还有可能实现有利的加热对策。当发动机用化学计量比混合气运行时，可把两组气缸轮流地分别微调到略稀和略浓的混合气，而总管内仍保持为化学计量比。用这种方法可以在吸附式 NO_x 催化转化器中产生较多的热量，以便更快速有效地将其加热。与常规的加热方法相反，它不加热吸附式 NO_x 催化转化器前的整个排气系统，而是对需要热量的吸附式 NO_x 催化转化器直接加热。同时，半数气缸轮流微调空燃比的方法，在脱硫时可以产生必要的高温，而且在特定的运行状态下可用来防止吸附式 NO_x 催化转化器的冷却。

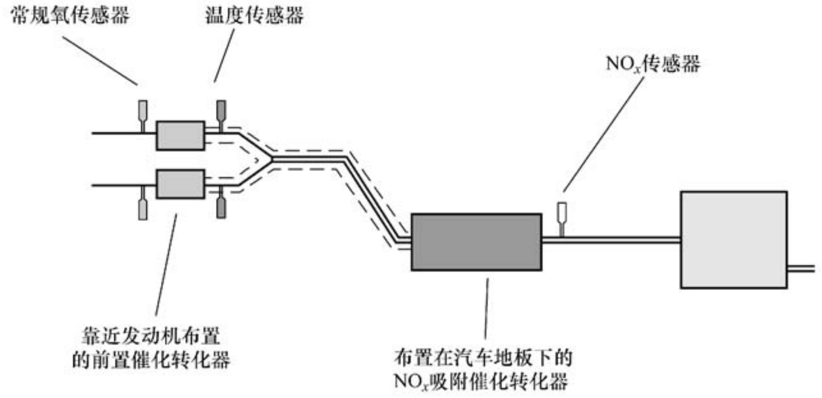


图 3-138　对分层稀燃直喷式汽油机吸附式 NO_x 催化转化器最有利的废气后处理系统布置方案

（5）NO_x 传感器的潜力

除了类似于三效催化转化器那样必须进行过量空气系数调节之外，吸附式 NO_x

催化器还必须进行 NO_x 吸附储存过程的调节，而当吸附储存活性减弱时又必须进行 NO_x 的还原再生，并且如果没有还原剂出现的话，该还原再生过程就将停止。在动态运行时和催化器老化或硫中毒的情况下，上述两种调节过程还必须以最高的精度进行调节，以确保所有有害物最低的排放。

原则上，借助于一个与吸附式 NO_x 催化转化器串联的跃变响应式氧传感器或 NO_x 传感器（见图 3-138）就能够进行吸附 - 再生过程的调节。在开发系统时就要对这两种备用方案的潜力进行了比较。

采用一个跃变响应式氧传感器就能够监测和调节 NO_x 的再生过程。由于与吸附储存阶段相比再生的持续时间较短，因此再生过程的效果取决于吸附式 NO_x 催化转化器在稀薄运行废气中的吸附储存性能而处于一个较大的分散范围内，以至于为了防止 NO_x “决口”，在吸附储存 NO_x 质量较少时就已经开始进行 NO_x 的再生了。借助于 NO_x 传感器就能够直接监测 NO_x 的吸附储存过程，当 NO_x 吸附储存达到饱和状态时才按需要开始进行 NO_x 的再生，而与所吸附存储的 NO_x 质量和发动机运转参数无关，使得在每个稀薄 - 加浓循环中，NO_x 的再生总是与原始排放的波动和催化器的吸附储存活性相匹配。

图 3-139 示出了 NO_x 传感器在燃油分层喷射直喷式汽油机废气净化能力方面相对于氧传感器方案的优势。由于按需要进行 NO_x 再生的效果，不仅新催化器系统在新欧洲行驶循环（NEDC）中的 NO_x 再生的次数必然较少，而且所有有害物的排放量均比所有氧传感器方案的少，因为前者再生开始时出现 NO_x 解吸峰值和再生终了时出现还原剂的情况都相对很少发生。此外，较低的再生频率还可稍微降低燃油耗。

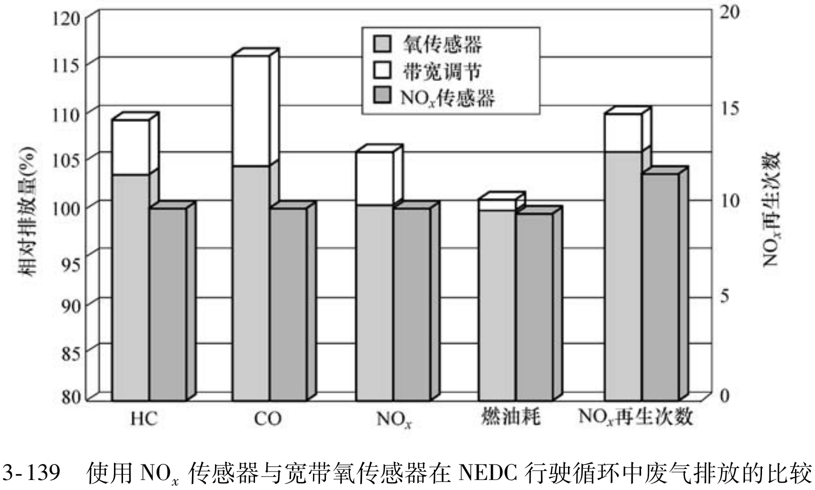


图 3-139　使用 NO_x 传感器与宽带氧传感器在 NEDC 行驶循环中废气排放的比较

在出现老化和硫中毒问题的情况下就能看出应用 NO_x 传感器的重要优点。必须确保汽车 100 000km 以后在现场检测中仍能满足有害物排放限值的要求，而为了

可靠地达到欧 4 排放限值必须降低 NO_x 超过 90%，因此必须要能检测出硫吸附对 NO_x 吸附储存能力所产生的微小干扰，以便及时开始进行脱硫。由于随着硫聚集量的增加，吸附式 NO_x 催化转化器的活性以过大的比例下降，如果要根据模型查明吸附式 NO_x 催化转化器中聚集的硫含量来决定是否开始进行脱硫，那么为了确保脱硫酸盐过程的可靠进行，就必须根据容许的最大含硫量来进行设计，这样在汽车加注低硫燃油的情况下，就会过于频繁地进行脱硫，以至于在用户平常使用中发生明显不必要的多耗油现象。关键在于，如果不能确定燃油含硫量的极限，就无法可靠地确保根据要求来进行完全的脱硫，并满足废气排放限值。因此，即使在欧盟内部燃油含硫量的波动也很大的情况下（图 3-140），系统采用两个版本就具有重要的意义，尤其是不排除在燃油含硫量很高的地区短时间应用的情况。目前正在实施的降低燃油含硫量的措施对缓解这个问题的作用微不足道，因为容许的含硫量限值与市场上可供应的燃油质量带宽之间的差距几乎没有缩小。

由于应用了 NO_x 传感器，例如在 NO_x 再生时就能够使脱硫过程与催化转化器实际的 NO_x 吸附储存能力相匹配，应用低硫燃油时脱硫的时间间隔相应延长，而应用高硫燃油时则相对较为频繁地进行脱硫酸盐。

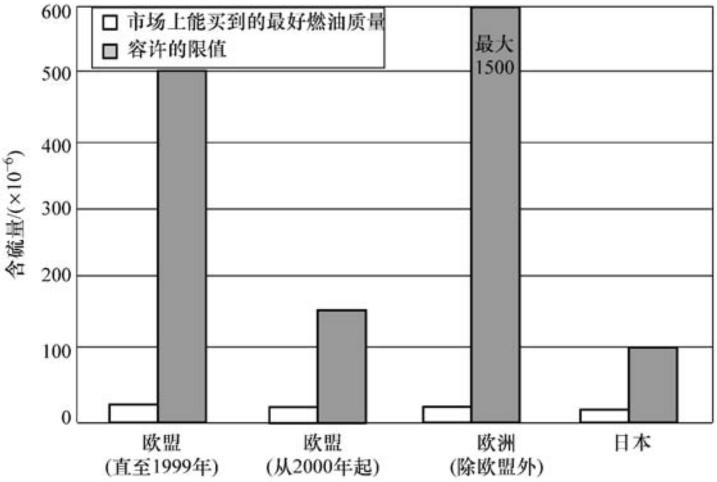


图 3-140　欧洲和日本燃油含硫量的情况

3.7　降低颗粒排放的措施

虽然汽油机的颗粒排放与柴油机相比可忽略不计，以往对汽油机的颗粒排放并没有引起重视，但是随着汽油缸内直接喷射技术的应用，这种情况就要重新加以认识。原则上，缸内直喷式汽油机特别是在分层燃烧时，在极其不均匀的混合气中会有局部过浓的区域，可能生成颗粒物，其颗粒质量排放明显高于进气道喷射汽油

机。现行的汽油机排放法规已部分包含了对颗粒质量排放的限制，并将在未来的废气排放法规中越来越加严颗粒排放限值，特别是从 2014 年 9 月起欧 6 废气排放标准已开始限制排放的颗粒数（图 3-141）。

北美		LEV 2	LEV 3
		2007	2013
PM/(mg/km)	GDI	10	3①

日本		J-LEV
※NO_x存储式催化转化器		2010
PM/(mg/km)	GDI*	5

欧洲		EU 5	EU 5+	EU 6
		09/2009	09/2011	09/2014
PM/(mg/km)	GDI	5	4.5	4.5
PN/(1/km)		–	–	6×10^{11}①

①尚在讨论中的颗粒排放限值

图 3-141　缸内直喷式汽油机颗粒排放限值

缸内直喷式汽油机的颗粒物基本上是由不完全燃烧和混合气形成有缺陷所导致的，主要是在燃烧室内局部区域的燃油太浓，特别是燃油润湿冷的燃烧室壁面导致形成很多颗粒，因此降低颗粒排放措施的主要注意力必须放在发动机冷态运行上。与进气道喷射汽油机不同，在缸内直喷式汽油机中喷入气缸燃油的均质化和蒸发时间不够，而混合气的均质化取决于喷入气缸燃油的雾化和滚流产生的充量运动的相互作用，因此为了达到良好的混合气准备，除了喷油器喷射燃油的雾化必须尽可能好，并优化燃烧室几何形状与喷射油束几何形状的匹配之外，包括气门配气正时和必要时气门升程在内的换气参数以及喷油参数还应选择得能避免燃油润湿燃烧室壁面，并尽可能支持燃油的蒸发及其均匀分布。

对于缸内直喷式汽油机的颗粒排放，首先必须识别颗粒形成的原因，并研究通过机内措施能将颗粒排放降低到何种程度，因而应全面了解发动机对颗粒的形成、氧化、特性和排放等方面的影响因素，为此要借助于光学测量方法分析混合气形成和燃烧，测量废气中颗粒物的浓度及其尺寸分布，并借助于电子显微光学技术研究排放的炭烟的形态学及其化学成分。

缸内直喷式汽油机颗粒排放的试验研究工作在一台喷油器中央布置的单缸试验发动机上进行，其气缸盖上的两个光源和摄像机的通道用于燃烧室内的光学试验研究，并配备了外径为 8mm 和视角范围为 70°的内窥镜，它们的布置状况示于图 3-142（左图），而图 3-142（右图）则示出了通过这种结构布置所能观察到的燃烧室范围。

为了采集废气中的颗粒物浓度，所有试验都使用了先进的 AVL 498 型颗粒计数器（英语缩写 APC），有时候还使用 TSI 3090 型发动机废气颗粒筛（英语缩写

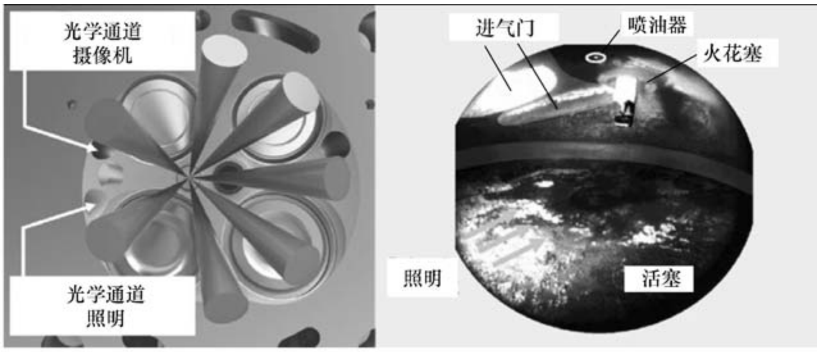


图 3-142　光学通道的布置（左）和高速摄像机在单缸试验发动机上的观察范围（右）

EEPS)，而且这些装置一起应用于 AVL 测量系统的采样系统（图 3-143)。为了将易挥发性颗粒物清除器（英语缩写 VPR）后面稀释废气中的颗粒物浓度保持在适合于串联式测量系统的范围内，将废气稀释 100～2000 倍。

试验研究在 3 种对新欧洲行驶循环（NEDC）具有重要意义的运行工况点进行：

① 50km/h 等速行驶工况：发动机平均指示压力 = 2bar，转速 = 2000r/min。

② 加速到 120km/h 终点工况：发动机平均指示压力 =8bar，转速 = 2000r/min。

③ 催化转化器加热运行工况：发动机平均指示压力 = 1.8bar，转速 =1200r/min，燃烧重心位置≥点火上止点后 75°KW（曲轴转角)，该运行工况点附加用当时的废气热焓流量（kW/L 排量）来描述。

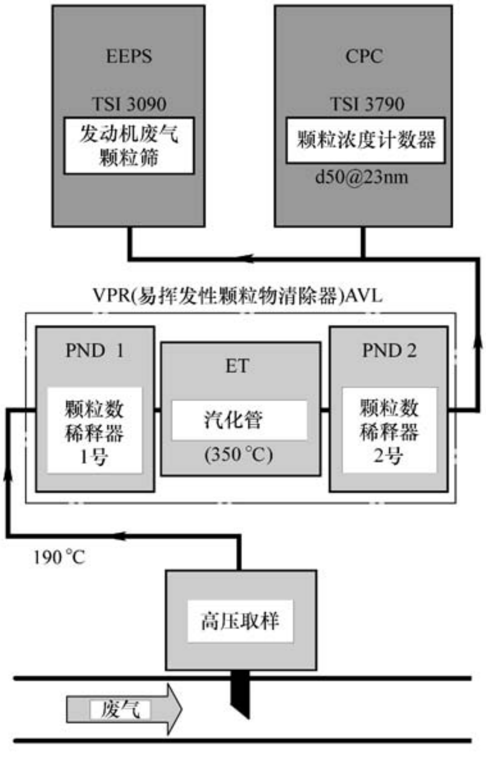


图 3-143　具有公共取样装置和稀释装置的颗粒测量系统的结构布置

3.7.1　影响颗粒排放形成的主要因素

原则上，颗粒排放量是众多彼此相互作用的影响因素的综合结果，这些影响因

素一方面影响混合气形成，另一方面影响氧化。下面讨论影响混合气形成的某些参数。因为颗粒物基本上是由碳组成的，因此燃油品质及其喷射系统也就是喷油嘴几何参数、喷油压力和喷油策略及其所导致的空燃比起着决定性的作用。

（1）燃油的影响

不同燃油品质对缸内直喷式汽油机的颗粒排放具有很大的影响。除了燃油的化学成分之外，由燃油的基本组分和不同的添加剂决定了燃油的标号，而乙醇的含量对颗粒排放具有明显的影响。为此，试验了4种乙醇含量不同的汽油。若乙醇的含量增加，则使得燃烧阶段OH根的供应明显增多，于是大大加快了颗粒物的氧化，最终产生的颗粒排放就较少。

为进行这样的试验研究，采用了E20和E85（体积分数为20%和80%乙醇的汽油）混合燃料。每种燃料为获得最佳的颗粒排放结果都必须采用与ROZ98汽油规格不同的合适的ECU参数组，并相应改变喷油始点（图3-144）。即使应用E85混合燃料时喷油量增加高达30%，并相应延长了喷油持效期，但是从图3-144中可以看到，在合适的喷油始点下E85混合燃料具有明显的优势，此外还可以看到ROZ98燃油组分相对于ROZ95燃油组分具有更好的效果，而这种效果并不会受到应用方法的影响。所有其他试验都采用这种燃油规格来进行。

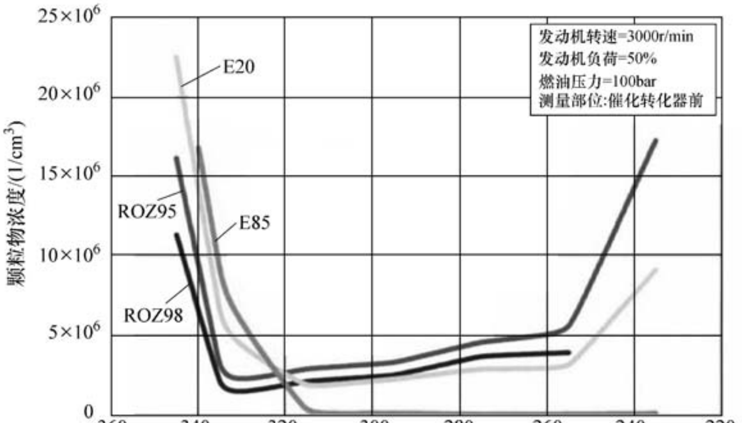


图3-144 各种燃油颗粒数浓度与喷油始点的关系

（2）喷油嘴形式

为了分析喷油器对产生颗粒排放的影响，首先准备了几种喷油器，它们具有不同的流量、喷嘴几何参数、喷雾锥角和敏感度，先全面地研究了所有喷油器的参数变化，最后则根据试验结果选择了两种具有适合喷雾目标的喷油器（图3-145）：多孔喷嘴（Delphi M12喷油器）和A型喷嘴（Delphi M20喷油器）。A型喷嘴的喷束自由长度仅45mm，因喷雾较为宽大而直至气缸壁面，而多孔喷束的自由长度为

81mm，就喷雾-壁面的相互作用而言较为有利。在采用 A 型喷嘴运行并且在进气行程中单次喷油量超过 25mg 的情况下，就不再能避免燃油润湿进气门了，此时除了燃油积聚之外，由于燃油的冲刷效应，可观察到废气中的机油份额增多，而使用多孔喷嘴则能够通过选择合适的喷油始点来避免燃油与零件的相互作用。

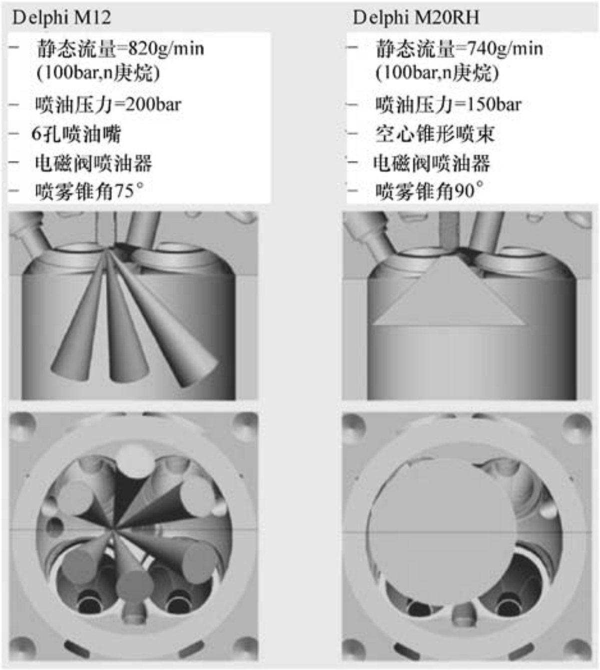


图 3-145　喷油器参数及其喷束概貌

为了研究喷雾特性（单个喷束与空心喷雾锥体比较）和喷雾锥角（多孔喷嘴的 75°锥角与 A 型喷嘴的 90°锥角比较）对颗粒排放的影响，在催化转化器加热运行时，一方面采用进气行程的长的主喷射（>25mg），另一方面还采用在接近点火时刻的喷油嘴针阀部分升程范围内的短喷射（≈0.3mg）。在催化转化器加热运行时非常重要的是要准备好较大的废气热焓流量。此时，发动机几乎是无节流地以非常晚的燃烧重心位置运行。由于燃烧重心位置较晚，在充量扰动水平较弱的情况下循环波动较大。借助于接近点火时刻喷射最小燃油量，就能够在火花塞附近形成浓混合气，并加强充量的扰动水平，从而达到稳定的燃烧，这样发动机就能以总体上略微稀薄的混合气运行而避免高的 HC 排放。当然，此时受到火花塞附近浓混合气或者燃油也许没有完全蒸发的限制，可能会导致较为显著的颗粒排放。

图 3-146 示出了上述两种喷油器在针阀部分升程运行范围内喷射最小燃油量时喷束的扩展过程。从图中可明显看出，A 型喷嘴的燃油准备明显优于多孔喷嘴，它看不到单个油滴，而且燃油准备较快速，而多孔喷嘴特别是在火花塞周围范围内则

可看到单个油滴，尤其是出现在喷油终了即喷油器针阀关闭时，其原因应从空心锥体喷雾具有比多孔喷嘴更好的喷束起始段方面进行探讨。因 A 型喷嘴锥形针阀向外打开，其空心锥体喷雾中的燃油通过环形缝隙均匀分配，并且甚至在针阀部分升程运行范围内最小喷油量也是以全部压力（150bar）喷射的，而多孔喷嘴因受到内部节流部位（针阀、喷孔）的限制，在针阀开启过程期间的喷射压力与共轨压力并不相符，由于针阀在部分升程运行范围内并没有完全打开，在喷孔中燃油达到全部压力之前针阀又重新关闭了，因而也受到喷束动量较小的限制，使得喷孔中残余燃油和所谓的后滴油的概率增加。所有这些效应，再加上喷油与点火之间的时间极短，导致了多孔喷嘴接近点火时刻的喷射雾化准备要比 A 型喷嘴差得多（多孔喷嘴超过 1.5×10^6p/cm^3；A 型喷嘴低于 0.5×10^6p/cm^3）。

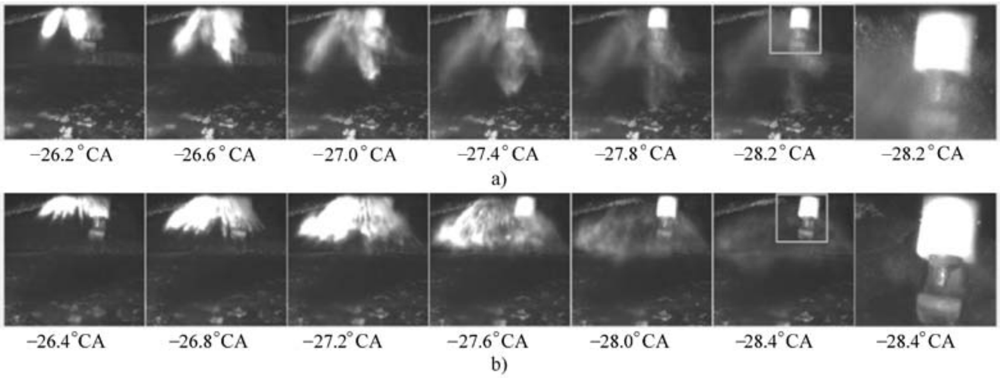


图 3-146　最小喷油量（≈0.3mg）时的喷束准备

a）6 孔喷油器（M12）　b）A 型喷油器（M20）

（3）喷油压力

在缸内直喷式汽油机上，尽可能好的燃油－空气混合气准备是获得最佳燃烧的基础。在规定的发动机硬件条件即零件或者几何关系没有可能改变的条件下，显著地提高喷油压力并相应优化喷油正时能非常有效地降低颗粒排放，根据燃油品种和系统边界条件的不同，颗粒排放降低的幅度在 20%～50% 之间。

虽然提高喷油压力原则上能对混合气形成和降低颗粒排放起到有利的影响，但是试验研究也证实，在采用 A 型喷嘴的情况下，喷油压力降低到 80bar，只要通过匹配合适的喷油策略也未必会导致颗粒排放的明显增加，因此例如在平均指示压力 8bar 和转速 2000r/min 的运行工况点的颗粒数排放水平可达到低于 1.0×10^5颗粒数/cm^3，而多孔喷嘴在这样的喷油压力下的颗粒排放浓度则不会低于 1.5×10^6颗粒数/cm^3，但是这却不能仅仅用较低的喷油压力所导致的不良的混合气准备来解释，更确切地说是较弱的喷射动量导致了残留于喷油器顶端的液态燃油没有完全蒸发，从而形成结焦，而这些结焦即使喷油压力重新提高到 200bar 也无法完全

消除，因而在 200bar 喷油压力下，因在喷油器顶端形成积炭而使颗粒排放从 7.1 × 10^4颗粒数/cm^3增加到 10 倍。图 3-147（见彩插）示出了这两种喷油器在上述运行工况点的颗粒尺寸分布状况，其中黑线表示基准测量结果，而浅蓝线则表示在 80bar 喷油压力时采取优化措施的运行情况，深蓝线表示 M12 型多孔喷油器先前在 80bar 喷油压力下运行时在喷油器顶端形成积炭后在 200bar 喷油压力下的颗粒尺寸变化曲线，而且从颗粒尺寸分布的测量中可清楚地看到，由于喷油压力的降低，在有积炭运行模式中平均颗粒直径也随之增大，从而可以推断，随着喷油压力的降低，排放的颗粒质量比颗粒数增加得更快，这种现象在其他的试验中也观察到过。

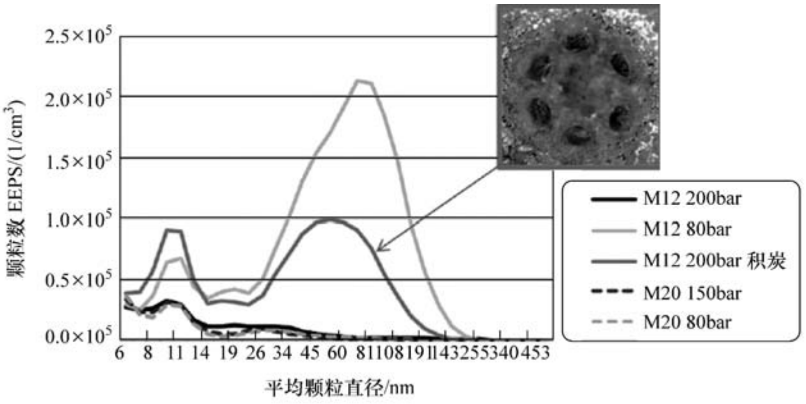


图 3-147　喷油压力和喷油器状况对颗粒尺寸的影响

（4）喷油策略和空燃比

为了优化混合气形成过程，喷油正时参数也要随喷油压力的变化而变化，因此应优化喷油始点使得燃油尽量少地润湿活塞顶面或燃烧室壁面。如果受到结构的限制，将每个工作循环总的喷油量分成好几段紧密相连的分段喷射也能起到有利的效果，同时通过喷油正时、充量运动和燃烧室几何形状之间的相互作用，特别是在发动机冷态情况下，能明显地降低颗粒排放。在催化器加热期间最佳喷油参数的试验表明，在冷机以 $\lambda=1$ 稳定运转时采用固定不变的上止点后 10°曲轴转角的点火正时是最佳的，而无论是单次喷射、2 次喷射，还是 3 次喷射，其油量分配份额及其喷油时刻都要进行相应的优化。正如试验结果所表明的那样，催化器加热期间分段喷射具有好多优点，除了能稳定燃烧达到低排放和低燃油耗之外，还能广泛地降低颗粒排放。优化颗粒排放的最终参数（图 3-148）必须在批量生产方案情况下与通常的废气状况相比来确定。

由于前面已提到的原因，无论是为了减小燃烧的波动还是降低颗粒排放，接近点火时刻的喷射在时间和空间上的正确定位是至关重要的。为了对此进行详细的试验研究，曾借助于 LaVision ICOS Fuel 测试系统（LaVision 公司开发的缸内燃烧光

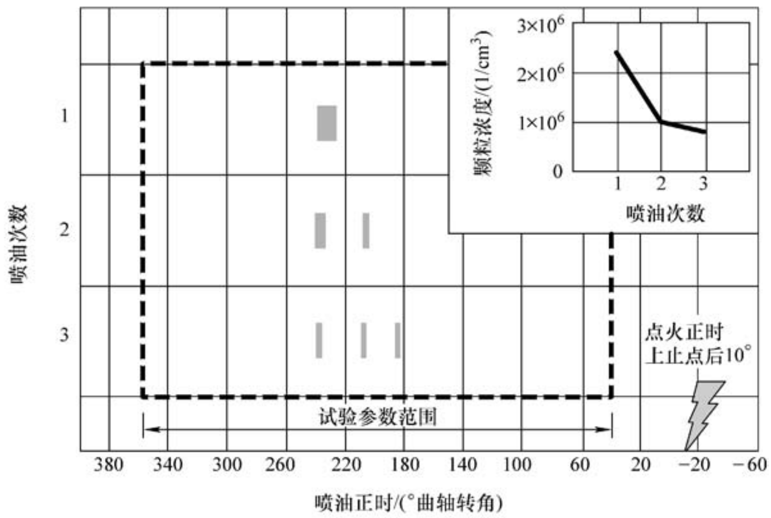


图 3-148 催化器加热负荷工况点（1300r/min，50% 相对负荷）的多次喷射

学传感器（ICOS）测试系统，用于光学测定电极范围内燃油浓度的火花塞）就接近点火时刻的喷射对火花间隙附近燃油浓度的影响进行试验研究，并探讨颗粒排放与燃烧波动之间的关系。为此，发动机采用总体过量空气系数为 1.05、废气流单位热焓为 6kW/L、进气行程两次喷射和接近点火时刻第 3 次喷射的方式运行，并交替使用多孔喷油器（M12）和 A 型喷油器（M20）进行试验。接近点火时刻的喷油时间定位的影响示于图 3-149（见彩插），其中上面两张图是多孔喷嘴（MLV）的测量值，而下面两张图则是 A 型喷嘴（A – Düse）的测量值。左侧两张图是第 3 次喷油（SOI3）各种不同喷油始点时在点火时刻火花塞附近的 λ 曲线，而右侧两张图则是相应的颗粒数排放值（黑线）和燃烧波动幅度（用平均指示压力标准偏差表示）（红线）。在第 3 次喷油时两种喷油器以最小的控制持续时间 0.22ms 运行，从而使接近点火时刻的喷油量在多孔喷嘴时约为 0.3mg（总喷油量的 1.3%），而在 A 型喷嘴时约为 0.9mg（总喷油量的 3.9%）。在采用多孔喷嘴时，在整个变化范围内可观察到火花塞附近的混合气被明显加浓，只有在点火时刻后喷油时这种状况才会减轻。对此，可观察到稳定的小的燃烧波动（平均指示压力标准偏差），而且它始终低于无接近点火时刻喷油的数值（0.2bar）。另一方面，颗粒排放处于较高的水平，并且随着喷油与点火之间时间间隔的缩短而不断地增加。而采用 A 型喷嘴时的测量结果则明显不同，与第 3 次喷油始点无关，火花间隙处的混合气几乎没有加浓，同样与多孔喷嘴相比，其颗粒排放始终处于较低的水平，即使是采用无接近点火时刻喷油的运行策略也是如此。与采用多孔喷嘴运行时的情况不同，在第 3 次喷油始点大于点火时刻前 0.5°曲轴转角的情况下，其燃烧波动（平均指示压力标准偏差）比无接近点火时刻喷油运行时增大，但是在其余范围内则处于非

常低的数值。两种喷油器 λ 测量结果的比较表明，A 型喷嘴的混合气准备明显较好，特别是在针阀部分升程运行范围内，此时若采用多孔喷嘴的话，因喷油器中的节流损失使得喷嘴处的压力仍不能达到全部的喷油压力，这会导致具有相对较小动量的较大油滴，从而对喷束起始段产生不利的影响。与此相反，在使用针阀向外开启的 A 型喷嘴的情况下，即使在针阀部分升程运行范围内，也能提供全部的喷油压力，因而即使是最小喷油量也具有高的动量，喷雾起始段也不会受到节制。用这些由喷油器所决定的性能就能解释图 3-149（见彩插）中的 λ 测量曲线。颗粒排放和运转平稳性的相互关系表明，虽然点火时刻混合气的局部加浓会使燃烧变得稳定，但是也会导致或可能导致颗粒排放的增加，特别是随着第 3 次喷油始点与点火时刻之间的时间间隔缩短更会如此。但是，为了获得可靠稳定的燃烧并且不会明显增加颗粒排放，必须避免在明显低于 λ = 1 的区域强烈地加浓，而是尽可能仅通过喷射产生扰动来达到燃烧稳定的效果。为此，不仅需要接近点火时刻的喷射在空间和时间上精确定位，而且应采用即使最小喷油量也能具有高动量的喷油器来形成混合气。

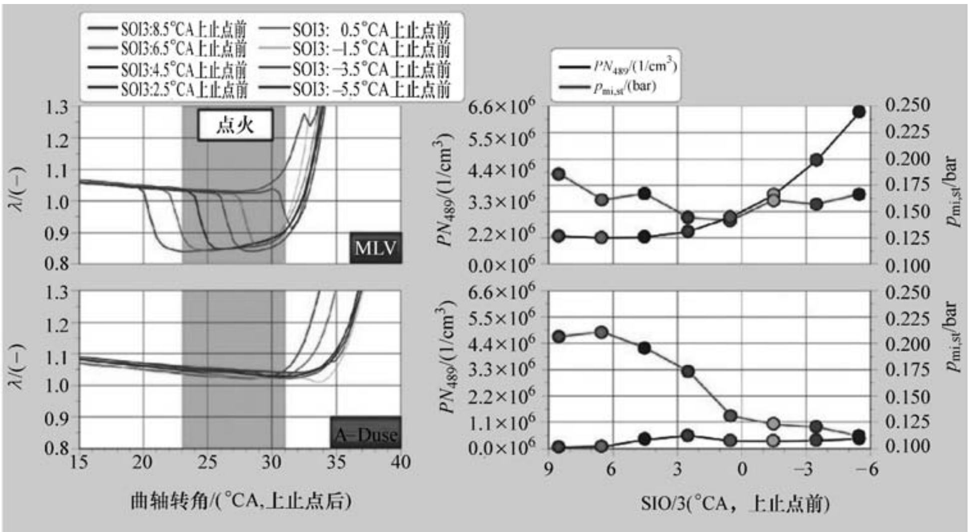


图 3-149　接近点火时刻的第 3 次喷油的影响

λ—火花塞附近的过量空气系数　SOI3—第 3 次喷油始点　PN_{489}—用 AVL489 型颗粒计数器测得的颗粒数

$p_{mi,st}$—平均指示压力的标准偏差

最后，对于缸内直喷式汽油机的颗粒排放还应对以下两方面的情况加以说明：

1）颗粒尺寸和形态的变化。借助于前面提到的颗粒数测量系统，不仅可确定单纯的颗粒数，而且还能得知颗粒尺寸分布的状况和废气中存在的两种颗粒形态：挥发性颗粒物集结为成核形态，它并没有在废气排放法规中按颗粒测量程序（PMP）计值，而非挥发性颗粒物呈聚集形态则按颗粒测量程序（PMP）计值。

图 3-150（见彩插）示出了喷油正时变化时颗粒数浓度的定量变化情况。从图

中可以看到，虽然颗粒数浓度是变化的，但是成核形态和聚集形态颗粒浓度变化的规律以及这两种形态颗粒尺寸变化的范围却是近似不变的。

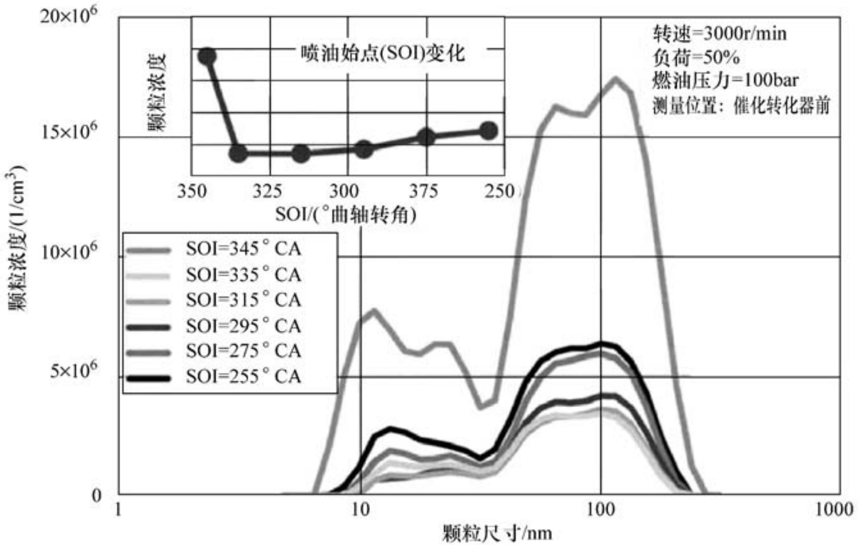


图 3-150　喷油始点变化时的颗粒尺寸和颗粒数排放变化

低的发动机温度对颗粒数浓度具有极其强烈的影响，而且直到暖机阶段还影响到两种颗粒形态的比例，发动机的过量空气系数、转速和负荷也会影响到两种颗粒形态的比例，但是试验研究表明，改变使用方法来定量地改变颗粒尺寸并无实际的可能性。

2）排气系统的影响。在颗粒原始排放相同的情况下，由于气样取样地点的不同，不仅颗粒数浓度，而且颗粒形态的分布都会得到不同的结果（图 3-151，见彩插），特别是经过近发动机催化转化器后挥发性的成核形态颗粒大大减少，而在此后的排气系统流程中颗粒数排放的降低就较少了，通过末级消声器后在颗粒测量程序（PMP）的计值范围（23～2500nm）内就再也测量不到颗粒数的减少。在进一步的试验中，曾进行过催化转化器与无催化转化器芯子的空壳体的对比测试。催化转化器前后测量部位的差异测试表明，无论是通过催化转化器还是通过无催化转化器芯子的空壳体，颗粒数都平均减少约 20%，因此被试验的催化转化器并不具有可识别得出的减少颗粒数的化学作用（图 3-152）。这就证实了这样的经验，即与新的催化转化器相比，已老化的催化转化器对颗粒数排放结果的影响是微不足道的，但是在靠近发动机范围内的废气质量流中所存在的时间和温度已足以氧化颗粒。

综上所述，采取降低颗粒排放的措施，并在废气排放试验中经过仔细优化后在整车上进行验证证实，特别是在冷起动/催化转化器加热、加速过程和高转速部分

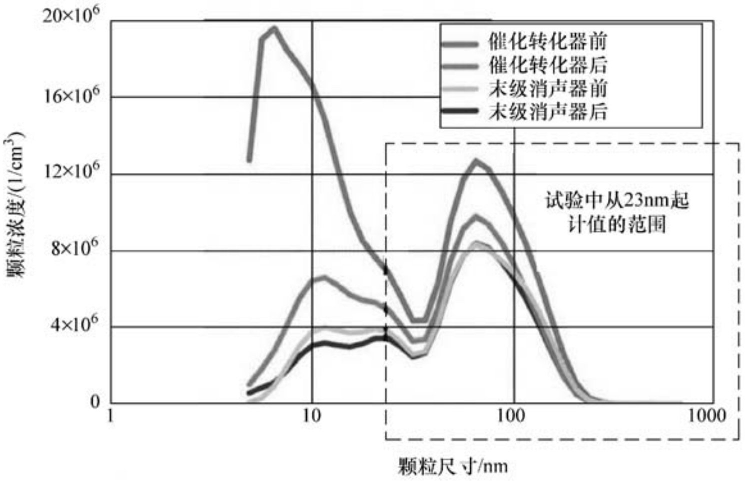


图 3-151　不同取样部位得到的 NEDC 行驶循环平均颗粒尺寸分布

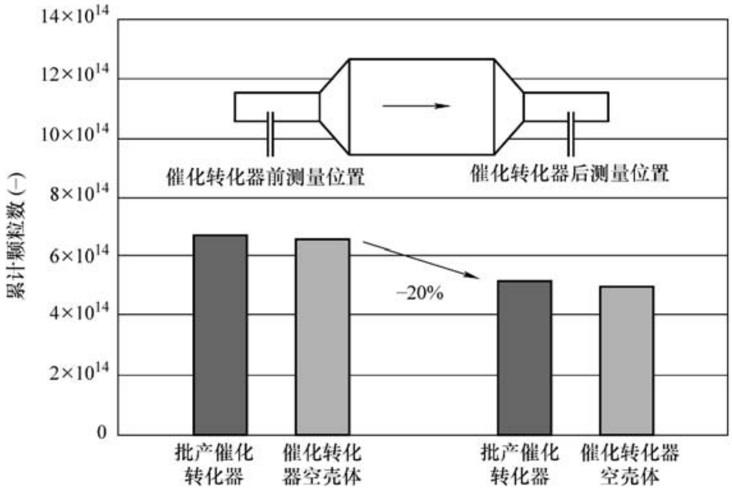


图 3-152　NEDC 行驶循环中的催化转化器效果

等众所周知有问题的运行范围内采用这些措施能获得有利的效果，在新欧洲行驶循环（NEDC）排放中颗粒数可降低 65%。在所有的废气循环中，颗粒数的减少还与颗粒质量的降低联系在一起，因此这些数据在美国城市标准测试循环（FTP－75）中进一步验证的结果，可使颗粒质量降低 50%。

3.7.2　采取措施降低颗粒数排放

如果对市场上应用现有轿车发动机技术的机型进行比较，那么目前只有装用颗

粒捕集器的柴油机才能使废气排放中的颗粒数低于欧 6 颗粒数排放限值。外部形成混合气的汽油机的颗粒物排放水平与应用颗粒捕集器（DPF）的柴油机相当，而内部形成混合气的汽油机的颗粒数排放则是欧 6 颗粒数限值的 3 ~5 倍。

如果用较少的匹配费用就能达到欧 5 废气排放标准所要求的颗粒质量（PM）排放限值的话，那么现有的批产缸内直喷式汽油机的废气排放要达到欧 6 所要求的颗粒数限值则是一种挑战。现在，在技术方面的问题是，为了满足这种颗粒数（PN）排放限值要求，废气后处理是否必须装用一个颗粒捕集器（PF），或者采取机内措施或应用措施是否能将颗粒数排放降低到所要求的程度。

与欧 4 机型原始基础相比，缸内直喷式汽油机在不使用颗粒捕集器的情况下，只要在零部件方面存在优化应用的前提条件，采取应用措施就能够使其颗粒排放获得具有决定性意义的改善。如图 3-153 所示，为了能够按照欧 6 废气排放标准要求进行最佳的热力学设计，必须有针对性地应用试验设备和测量技术，例如玻璃发动机、颗粒计数器或微型炭烟传感器，并与新型的优化方法相结合，为卓有成效地应用奠定基础。为此，发动机电控单元应为冷起动、催化转化器加热、动态运行和暖机运转开发新的功能和控制策略。借助于合适的应用策略，应用欧 4 机型的系统就能降低大部分的颗粒排放，再应用优化的发动机技术和优化的燃烧过程就能达到欧 6 所要求的颗粒数限值。

图 3-153　产品开发过程和测量技术

在热力学开发工作中应用一种玻璃发动机，以便在标准化试验中借助于 Visio 影像测量技术定性地评价混合气形成以及更好地设计燃烧过程和零件，而有关冷起动和催化转化器加热的标准化开发方法则是同时在玻璃发动机和发动机试验台（“虚拟车用发动机试验台”，VVETB = Virtual Vehicl Engine Testbed）上应用优化方法（表 3-9）。

表 3-9　试验环境、方法和应用

试验台	测量技术	方法/试验	任务
玻璃发动机	激光技术 测示功图 AVL DIX 排放测试仪 Visio 影像测量技术	冷起动 催化转化器加热（1200r/min） 部分负荷 全负荷	零件设计 确定运行策略 定性混合气评价
发动机试验台	测示功图 排放（试验台测试） 颗粒计数器 微型炭烟传感器 暗度计 （必要时应用 Visio 影像测量技术）	催化转化器加热（1200r/min） 部分负荷	零件设计 目标值清单 复验 初步确定参数
VVETB 动态试验台	测示功图 排放（试验台测试） 颗粒计数器 微型炭烟传感器 暗度计 （必要时应用 Visio 影像测量技术）	冷起动 催化转化器加热 负荷动力学 排放循环模拟	零件设计 目标值清单 复验 模拟排放试验 初步确定参数 耐久性试验
汽车	用 Fast FID 排放仪测排放 颗粒计数器 微型炭烟传感器	冷起动 起动后暖机	优化 验证 精确确定参数
排放转鼓试验台	定容取样（CVS）测排放 颗粒计数器 微型炭烟传感器	机动车排放组合（MVEG）循环…… 美国城市标准测试（FTP）循环…… 特种试验 冷起动暖机	优化 统计学 精确确定参数

在发动机试验台上，有针对性地应用专门测量技术，例如“颗粒计数器”“微型炭烟传感器”和“排放测试台”对冷机动态运行和暖机运转进行试验，直至模拟排放试验。虚拟车用发动机试验台（VVETB）作为优化颗粒数排放的最佳试验环境，能最佳地利用其快速调节和调整技术的优势（见表 3-9），此外，虚拟车用发动机试验台（VVETB）还易于演示出各种类型的混合动力化，这也有助于降低颗粒排放，因此在发动机热力学基础设计时就能确保产品开发后期具有卓有成效地应用于欧 6 机型的潜力。

为了探索采取应用措施降低颗粒排放的可能性，采用了一台达到欧 4 废气排放标准的批产 1.6L 增压直喷式汽油机进行试验。在按新欧洲行驶循环（NEDC）进行基准测量中，该机的颗粒数排放测试结果为$(2.5\sim3)\times10^{12}$颗粒/km，这大约相当于柴油轿车欧 6 排放限值的 350% ~450%，因此在此排放水平基础上，该发动机的颗粒数排放必须降低 80% ~90%，才能达到欧 6 所要求的颗粒数排放限值。为能采取应用措施降低颗粒排放，就必须从以下几方面（表 3-10）来予以改善：

- 冷起动：降低 10% 颗粒数。
- 催化转化器加热：降低 10% 颗粒数。
- 冷机动态运行和汽车起步：降低 60% 颗粒数。
- 热机稳态和动态运行效果：降低 20% 颗粒数。

因而发动机电子控制系统的功能就必须根据前面所介绍的颗粒形成机理进行修改并部分予以扩展。下面就逐个详细列出最重要的功能，并定性地介绍其实际应用措施。

表 3-10　应用措施和硬件对颗粒数排放的影响

功能组	颗粒形成机理	应用措施	影响颗粒形成的重要因素
冷起动	混合气准备不良 形成油滴 燃油润湿壁面	起动时采用高喷油压力 多次喷射 喷油正时	活塞顶几何形状 喷油器 高压燃油泵 燃油共轨容积 燃烧室几何形状 快速起动传感轮
催化转化器加热	混合气准备不良 喷油正时不正确 燃油润湿壁面 混合气分层影响	改进喷油策略 多次喷射 共轨燃油压力 凸轮轴相位调节器 点火角	活塞顶几何形状 喷油器 高压燃油泵 燃烧室几何形状 凸轮轴
冷机动态运行	混合气准备不良 喷油正时不正确 燃油润湿壁面 混合气分层影响 过浓的混合气调节	喷油策略动态变化 多次喷射 共轨燃油压力 凸轮轴相位调节器 点火角	活塞顶几何形状 喷油器 高压燃油泵 燃烧室几何形状 凸轮轴
热机稳态和动态运行	混合气准备不良 喷油正时不正确 燃油润湿壁面 混合气分层影响 过浓的混合气调节	稳态喷油策略 多次喷射 共轨燃油压力	活塞顶几何形状 喷油器 高压燃油泵 燃烧室几何形状 可换档的冷却水泵

（1）冷起动

在所有可能的环境条件下，如低温、高温和高海拔地区以及应用各种不同燃油品质都能可靠地起动是批量生产标定的基本目标。至今对排放有重大影响的发动机起动仍仅要求必须稳定而无断火地提升转速，但是未来还要求优化起动时的颗粒排放，因此首次起动喷油就要求必须使混合气准备具有最好的品质，原则上在发动机起动时就必须以尽可能高的共轨压力和最佳的喷油策略将燃油喷入燃烧室，而且无燃油润湿冷的燃烧室壁面。通过采用合适的喷油策略（例如多次喷射）能进一步防止燃油润湿燃烧室壁面，明显降低颗粒数排放（图 3-154）。为了避免出现因开始喷油滞后而使发动机起动时间较长的缺陷，必须优化分段喷射的燃油分量的匹配。

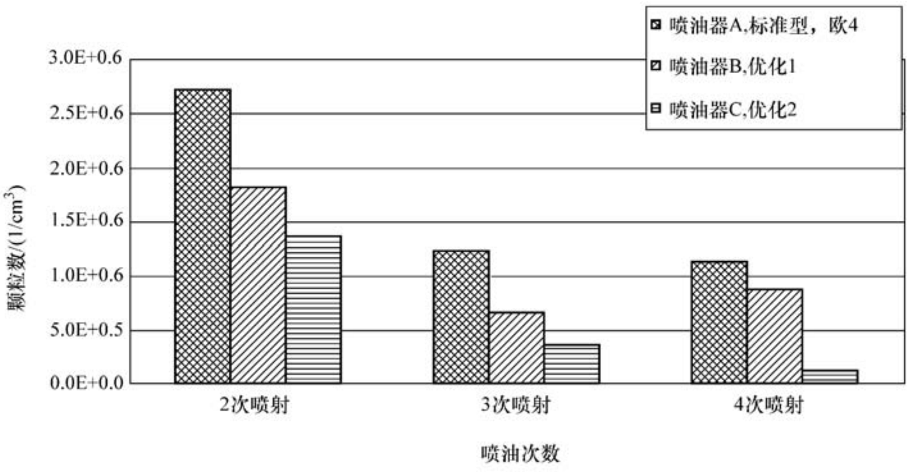


图 3-154　喷油器和喷油策略对颗粒数排放的影响

（2）催化转化器加热

在催化转化器加热运行期间，因采用较晚的点火正时，大部分的燃烧能量都作为废气中的热量排出，因此燃烧室热起来较慢。在这个阶段中抵达燃烧室壁面上的燃油滴不能完全蒸发，从而导致较高的颗粒排放。与发动机起动时的情况相似，必须以尽可能高的喷雾质量使燃油保持悬浮状态，并在火花塞附近提供适合于点火的混合气。从基本设计方面来讲，对于采用两次喷射的催化转化器加热运行有两种不同的喷油策略。对于欧 5 应用场合而言，壁面导向燃烧系统的第二次喷射已采用较晚的喷油正时（点火上止点前 70° ~ 40°曲轴转角），但是未来所采用的第二次喷射的喷油正时可能必须向早的方向调整，以此显著地降低颗粒浓度。因第二次喷射的喷油正时提前，使得更少的燃油抵达冷的活塞顶面，如果活塞顶面几何形状选择得较为合适的话，那么因在油束前方的活塞顶燃烧室凹坑处反射而使喷射油束获得了附加的雾化。但是对于欧 6 应用场合，喷油正时、喷油次数（见图 3-154）、燃

油分配系数和共轨压力等则应予以相应的调整，为此两次以上的喷油将是必要的。这些喷油参数将在玻璃发动机上初步选定，并在发动机试验台上进行催化转化器加热试验（AVL CHIL，1200r/min）中予以优化（图 3-155，见彩插）。

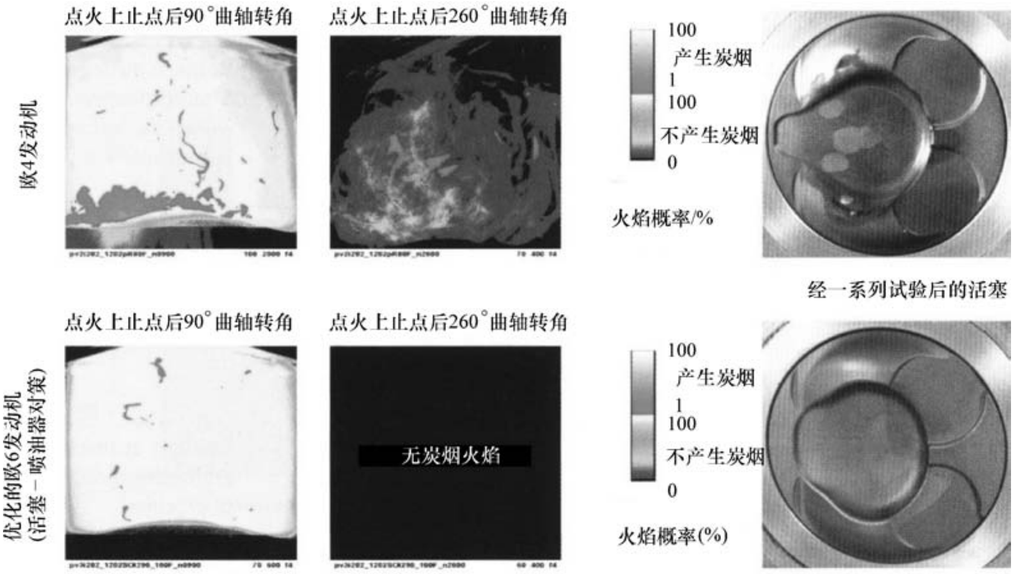


图 3-155　玻璃发动机试验结果：欧 4 批产发动机与优化的欧 6 发动机的比较

（3）冷机动态运行和汽车起步

新欧洲行驶循环（NEDC）中负荷和转速的动态变化所产生的颗粒数排放最大时可达到总量的大约 60%，其大部分产生于汽车起步过程的最初 3 次车速采样期间，也就是试验中最初的 200s 以内（图 3-156）。在随后的车速采样中，颗粒数曲线就大大降低，这是燃烧室被加热而温度升高的效果。在汽车加速期间，发动机非稳态高负荷运行，此时的颗粒排放是最高的。其作用机理与起动过程和催化转化器加热过程相似，因而对实际应用方面的挑战在于，发动机在非稳态过渡过程期间的运行工况应在不损害汽车机动性和排放的情况下优化颗粒排放。因此，合适的多次喷射策略与发动机快速暖机的措施，例如可调式冷却水泵，都能够作为降低颗粒数排放的应用措施。

（4）热机稳态和动态运行效果

在欧洲 EUDC（NEDC 新欧洲行驶循环中的城郊公路行驶循环）行驶循环中，发动机在与市内行驶阶段不同的特性曲线场工况点上运行，发动机的运转状况因车速较高且加速阶段较长而得到优化，上述颗粒形成的机理在热机状态时所起的作用大大减弱，因而在冷机时卓有成效地降低颗粒数排放的应用措施就不再全面需要了，但是尽管如此，此时还是必须寻找到最佳的喷油策略，并将喷油参数调整到尽可能适合发动机的需求。

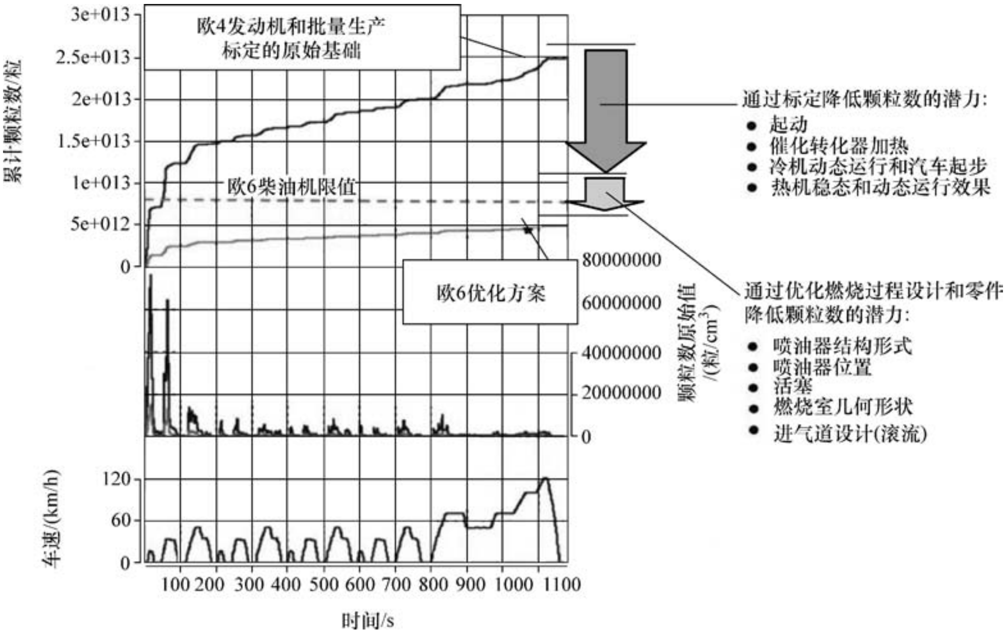


图 3-156　欧 4 批产发动机与优化的欧 6 发动机 NEDC 行驶循环颗粒数排放的比较

3.7.3　降低实际行驶颗粒排放

（1）运行条件的总体分析

随着欧 6C 废气排放法规的实施，除了 HC、CO、NO_x 和炭烟颗粒质量之外，特别是在缸内直喷式汽油机情况下，降低颗粒数排放也成为关注的焦点。在这方面，与新欧洲行驶循环（德语缩写 NEDC）不同，在图 3-157（见彩插）所示出的全球统一的轻型车试验循环（英语缩写 WLTC）和实际行驶废气排放（RDE）边界条件下，不仅应考虑到运行的转速和负荷范围扩大了，而且还应考虑到瞬态运行期间功率和转矩变化的梯度跨度更大，因而对动态性能的要求也就更加苛刻了。为了针对法规规定及其废气排放重点来评估 RDE 道路行驶状况，已开发了一种以模型为基础的试验台环境。

为了针对目标优化动力性能和负荷的变动，要对系统状况进行考察。综合行驶工况谱的设计是开发方案的组成部分。考虑到要对代表用户实际使用状况的实际行驶数据进行评估以及进行发动机稳态和动态基本测量，推导出了用于开发工作的综合开发行驶循环（图 3-158）。

例如图 3-158 所示的颗粒排放特性曲线场是原始基础，它是通过稳态试验查明的运行工况点，然后再根据实际行驶数据按照 VOCA（汽车行驶状况分析）方法设计具有代表性的行驶工况谱，再用 3F 方法（3F 是德语 Fahrer，Fahrzeug und Fahrumgebung 的缩写，即驾驶人、汽车和行驶环境）进行进一步的统计学分析。图

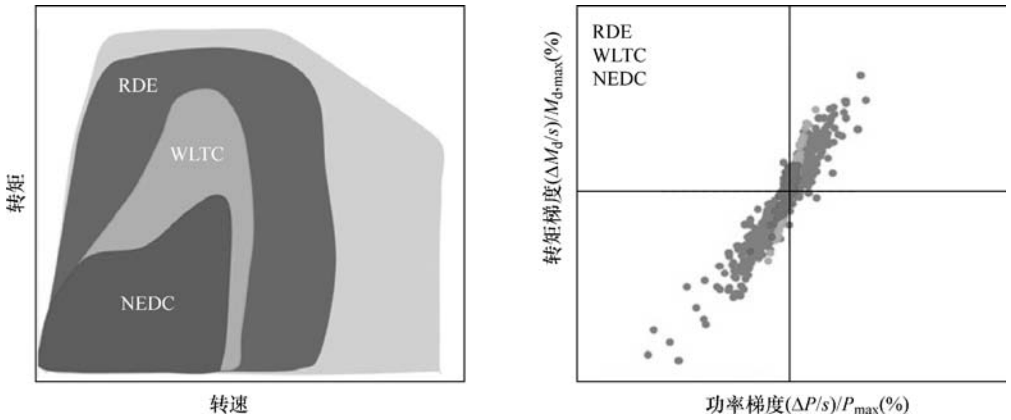


图 3-157　发动机特性曲线场中的行驶循环和标准梯度

3-158中的③示出了行驶工况谱，表示了在整个转速范围内转矩持续时间的分布状况。通过统计学分析从该工况谱中精选出频繁行驶的转速和负荷平台及其梯度，并在考虑到全负荷曲线的情况下进行标准化。下一步这样查明的具有代表性的运行工况点的变化就能与给定发动机的全负荷值联系起来，并借助于自行开发的算法转换成试验台规范。

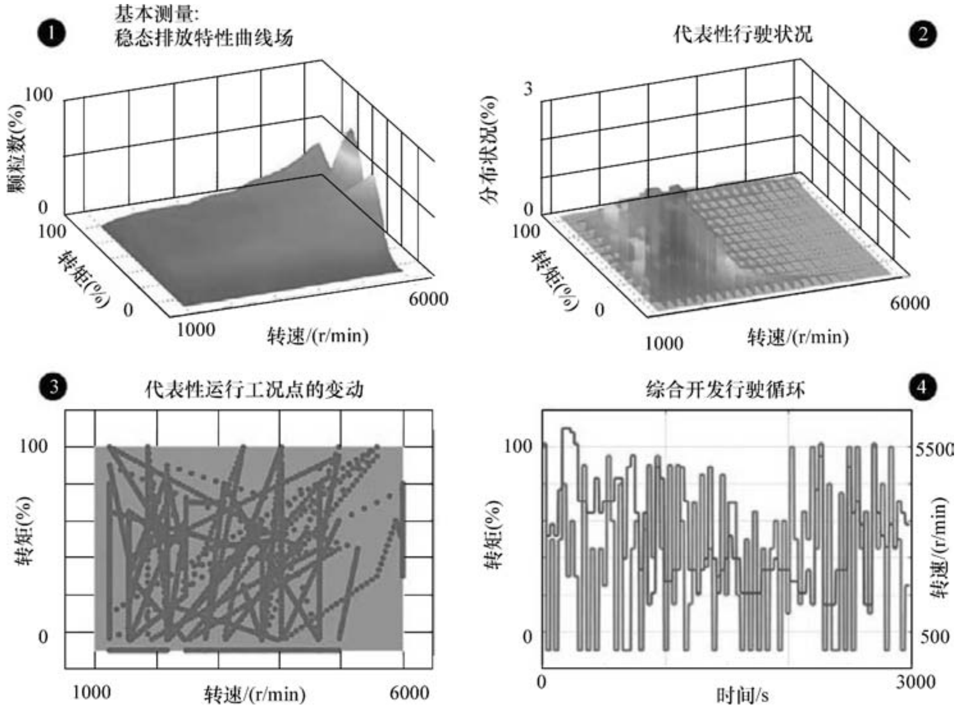


图 3-158　根据基本测量设计的开发行驶循环

独特的综合行驶工况谱代表了在考虑到动态和稳态运行中具有重大优化潜力的情况下用于 NEDC、WLTC 和 RDE 行驶循环的车辆行驶状况，在此基础上就能推导出影响参数以及检验和评估的方法。

（2）影响因素及其复杂的相互作用

采取优化措施的前提条件是首先要详细了解碳氢化合物进入燃烧室以及紧接着导致产生炭烟的过程（图 3-159，见彩插）。原则上，假设炭烟的形成是从微小的碳个体形成微粒开始的，然后在进一步的过程中增长成炭烟核心，紧接着的凝结和聚集导致在颗粒数减少的同时颗粒质量增大，而氧化则可能使炭烟份额减少。这种形成和氧化过程的重要影响因素是诸如氧含量、温度和压力等局部的边界条件，在这种关系中碳氢化合物的来源以及进入燃烧室的时间点和地点也是具有决定性作用的。除了受喷油系统影响的碳氢化合物之外，特别是在实际使用期间必须考虑到机油进入燃烧室的附加来源。这些润滑剂份额可能会通过气门杆和涡轮增压器的密封装置进入燃烧室，而活塞组附加的机油排放则取决于壁面油膜的蒸发、惯性离心分离作用以及气体动力学效应。在混合气形成时燃油与润滑油之间的相互作用会导致壁面油膜范围内以及火力岸和活塞环区润滑剂成分的变化。

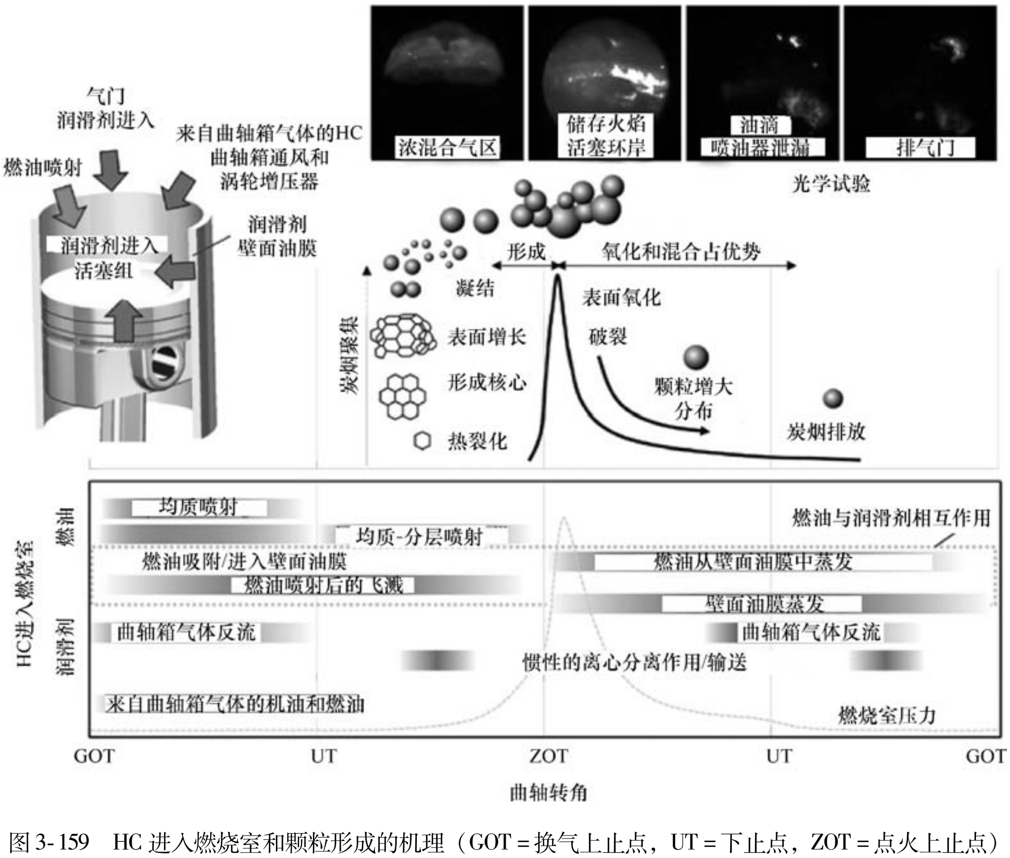


图 3-159　HC 进入燃烧室和颗粒形成的机理（GOT = 换气上止点，UT = 下止点，ZOT = 点火上止点）

综合而言，所测得的颗粒数和颗粒质量是众多影响因素彼此相互作用的结果，一方面是对未燃碳氢化合物进入燃烧室的影响，另一方面是对颗粒形成及紧随其后的氧化的影响（图 3-160）。

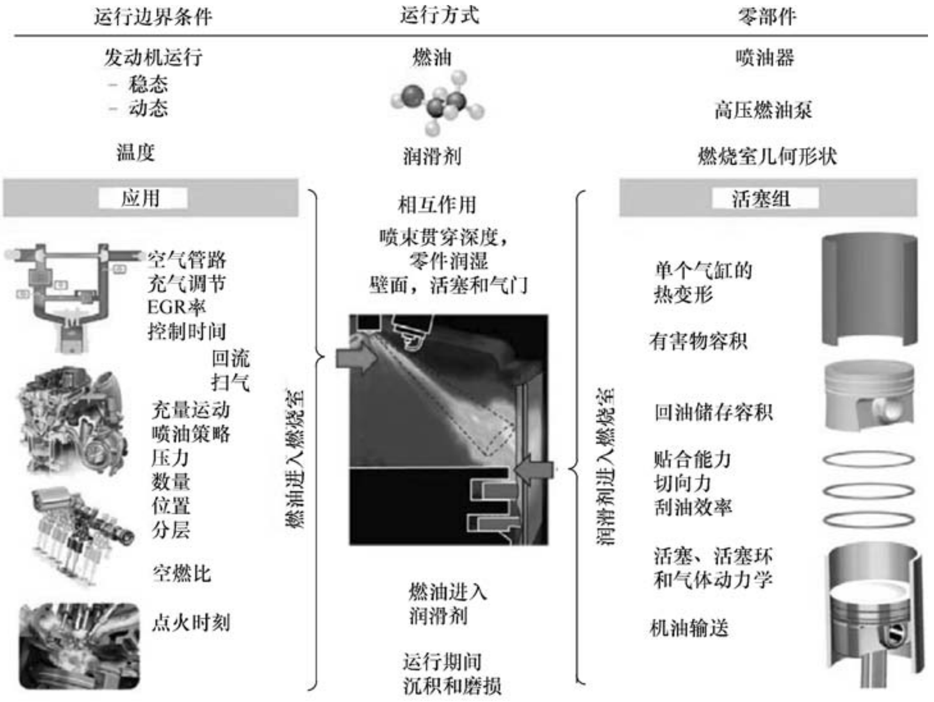


图 3-160　影响颗粒形成的运行因素

在混合气形成时，喷油系统也就是燃油、喷油器喷嘴几何形状和喷油压力起着决定性的作用，而零件润湿特别是在壁面温度低的情况下是颗粒排放增加的重要原因。必须在考虑到诸如间接充量扰动动能、行程/缸径比和流动状况（滚流）等众多混合气形成参数情况下，根据喷油器特性优化喷油策略。将喷油过程分成多次喷油脉冲有助于减小燃油喷束的贯穿深度，从而有助于避免燃油喷束与零件之间可能发生的相互作用。在这方面，喷油系统的最小喷油量能力和靠近点火火花的喷射则对喷油器的制造工艺和控制提出了更高的要求。

诸如活塞、活塞环和气缸体曲轴箱等各种机械零部件的设计以及润滑油规格对润滑剂进入燃烧室的份额具有决定性的影响。在实际运行条件下减小气缸变形，例如能够改善对燃烧室的密封性，其中不仅要考虑到用气缸盖压紧气缸体曲轴箱，而且还要考虑到发动机运行期间的热应力。发动机的运行状况对曲柄连杆机构产生重大影响，因而也影响到机油消耗量，其中发动机的动态运行可能会导致机油排放和颗粒形成的显著增加。

（3）应用统计学试验方法优化实际使用时的颗粒排放

从 RDE 角度来看，运行的边界条件要明显复杂得多，因而特别是对于整个特

性曲线场范围内的颗粒排放，要特别关注喷油和混合气形成参数应用的优化。应用统计学试验方法（实验设计，DoE）能使这种内容广泛的优化工作节省时间和降低成本。通常，这种方法可分成制定试验计划、测量、形成模型和优化/验证等子步骤。在实施试验计划的过程中，应通过仔细的系统分析来鉴定潜在的影响因素，例如燃油压力、空燃比、点火时刻、喷油量、喷油方位和雾化品质以及进排气凸轮轴的配气正时等。在理想情况下，每一个影响参数都有一种目标量值的特定关系以及可能的影响参数之间特定的相互作用。

图 3-161 中的①示范性地示出了用于全要素试验的喷油始点、燃油压力和空燃比等参数的试验范围。这种做法需要非常多的试验时间，不过其中软件支持查明的所有参数组合（黑点）对于表达内在关系是非常重要的。借助于数学回归模型来描述这些影响，并进行统计学评估。除了主要影响之外，还要查明它们之间的相互作用并用数量表示。下一步，通过脱机优化就能查明尽可能好的参数调整，并在试验台的进一步试验过程中予以验证。

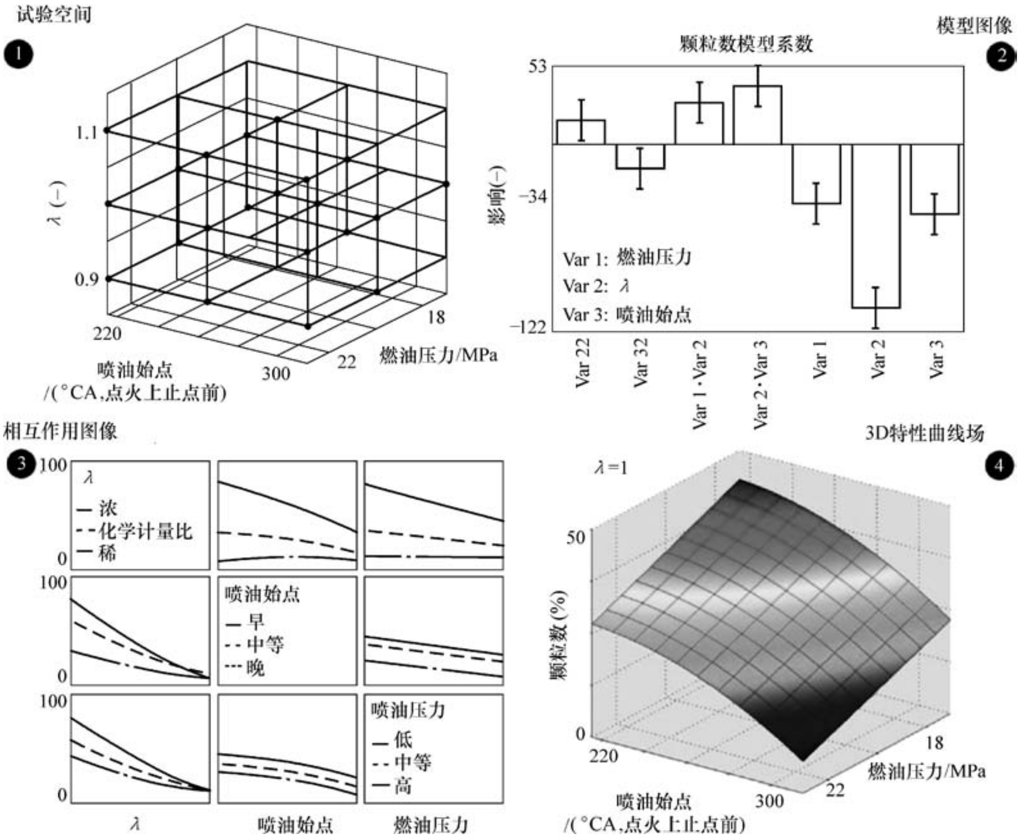


图 3-161　稳定运行中颗粒形成影响因素的参数变化（部分示意图）

可提供各种不同形式的图像用来进行评估。模型图像（图 3-161 中的②）可用于参数的相对比较，并用数量表示所存在的主要影响和相互关系，再用相互作用图像（图 3-161 中的③）定性地考察其内在关系，而 3D 特性曲线场则可分析所考察范围内的最小值和最大值，以便确定所考察的好多个参数的最佳值。从图 3-161 中的④可以明显看出，例如为了降低该运行工况点的颗粒排放，应优先选择提高喷油压力与调早喷油始点相结合的方法。

喷油策略对于降低颗粒排放起着重要作用，必须根据运行工况点逐一确定。图 3-162 示出了“均质”和“均质－分层”喷射模式的区别。均质喷射运行模式是在进气行程期间将燃油喷入燃烧室的，可以采取单次或多次喷射模式。与均质单次喷射（HOM1）相比，均质两次喷射（HOM2）在这种具体发动机上和所述的运行工况点，颗粒数和炭烟质量降低的百分率高达 40%。喷射过程被分成好几个喷油脉冲有助于减小喷束的贯穿深度，从而有助于避免喷束与零件和润滑油膜之间的相互作用。而均质－分层喷射模式（HSP2）则是将一部分燃油在压缩行程期间才喷入燃烧室的，在此期间高的燃烧室温度以及在喷油（ES）时刻加强的充量扰动强度能使混合气获得最佳的均质化。正如从喷束模式效果图上可得知，采取 HSP2 喷射模式能达到进一步降低颗粒排放的效果，与基准喷射模式（HOM1）相比，颗粒数的降低潜力高达 55%，而炭烟颗粒质量的降低潜力则高达 75%。

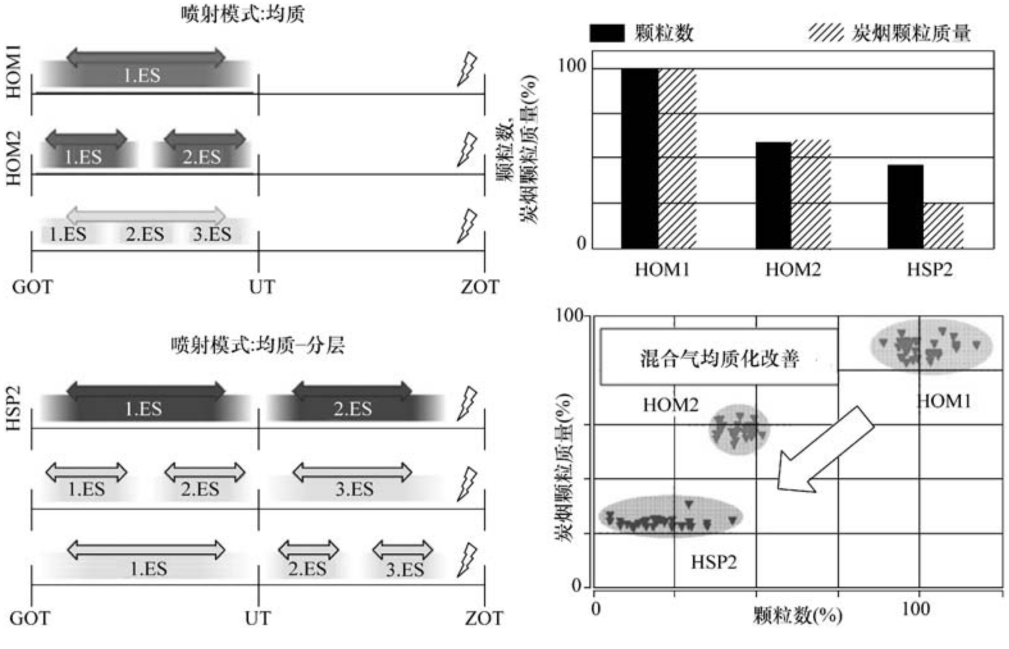


图 3-162　考察喷油策略（ES＝喷油，HOM＝均质喷射，HSP＝均质－分层喷射，GOT＝换气上止点，UT＝下止点，ZOT＝点火上止点）

炭烟颗粒质量和颗粒数相互关系的考察表明，通过喷束模式的变换，由于混合气均质化效果的改善，能将颗粒排放和炭烟排放调整到明显更低的水平。全面优化的目标是，在考虑到发动机运行的所有边界条件下针对需求匹配喷油策略。

（4）瞬态过程的系统考察

迄今为止的应用策略尽可能进行最广泛的稳态优化，但是在 RDE 行驶情况下发动机往往很少出现稳态或准稳态运行。图 3-163 所示的颗粒数排放和炭烟颗粒质量排放随时间的变化曲线证实了这个问题。在均质－分层喷射模式（HSP2）情况

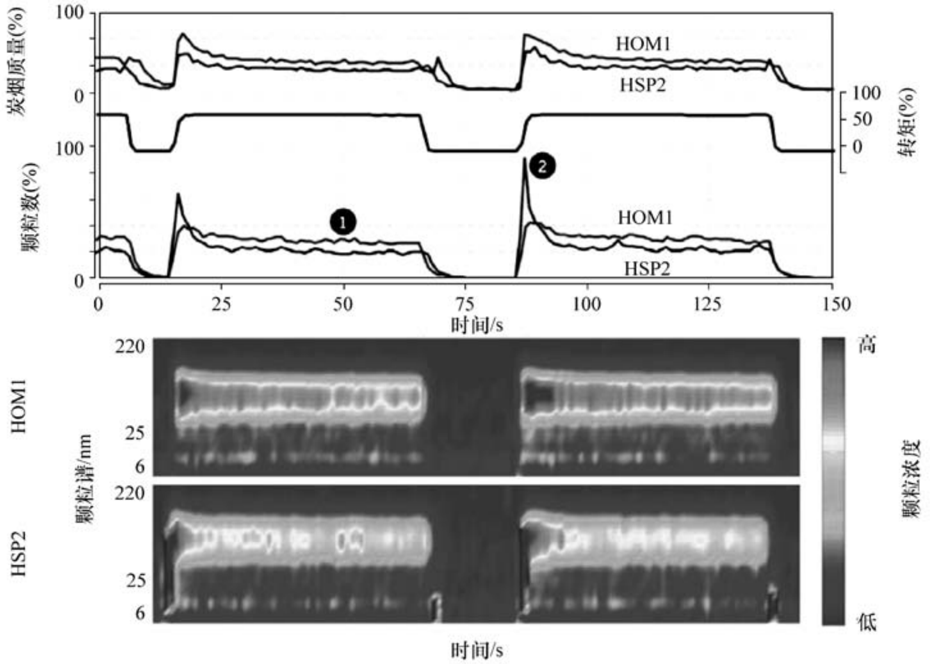


图 3-163　喷油策略对瞬态颗粒数和炭烟颗粒质量的影响

下，其稳态运行工况点①的排放低于均质运行（HOM1），而在瞬态运行过程（运行工况点②）中，当突变到中等负荷时，炭烟颗粒质量排放仅出现较小的变化，此时 HSP2 的炭烟颗粒质量排放低于 HOM1 模式。

与此相反，动态运行部分的 HSP2 模式颗粒数排放却明显高于 HOM1 模式，而颗粒谱在稳态运行范围内 HSP2 运行模式却呈现出较低的颗粒浓度，但是类似于颗粒数的测量信号，这种喷射模式负荷突变期间在宽广的颗粒谱范围内显示出高好几倍的浓度。HSP2 喷射模式对于压缩行程中的混合气均质化和燃油的计量精度明显要比 HOM1 模式运行时敏感。当从倒拖转换到负载运行状态时，这可能会导致浓的混合气范围。在既要考虑到颗粒数大大增加又要考虑到颗粒谱的情况下，由于燃油－壁面油膜的相互作用，会出现液体燃油份额以及有时可能还有机油份额，因而

允许炭烟颗粒质量有适度的增加。

因此，在发动机瞬态运行增多的情况下，仅提供主要在稳态运行状况下得到的以及仅有选择地在动态性能经验基础上优化的试验数据是不够的，并且可能在某些运行范围内还会使总排放恶化，特别是在动态运行时，空气管路与燃油管路的调节品质和调节速度是不同的，这就成为标定优化的关注焦点。考虑到这种关系，开发了一种以模型为基础的数据化策略。

（5）行驶循环中改变影响参数的效果

从图 3-164 中迄今为止使用的认证行驶循环 NEDC（新欧洲行驶循环）与未来的 RDE 行驶循环的比较可以清楚地看到，在给定的由适当的标定策略和有针对性的改变零部件所组成的一套措施（例如优化的曲轴箱通风和活塞组）情况下它们不同的特点。在 NEDC 行驶循环中，有关颗粒排放的措施的效果并不使人察觉到，而机油排放和 HC 排放的降低则主要表现在倒拖行驶阶段。对具有较陡斜率（负载阶段为正值，倒拖阶段为负值）的 RDE 行驶曲线凹口的分析明显显示出颗粒排放优化的潜力。减少机油掺入到燃烧室中对降低总 HC 排放也有效果。在负载阶段，即使燃烧室中小部分机油的燃烧，在与喷入的燃油的共同作用下也会使颗粒排放增加。

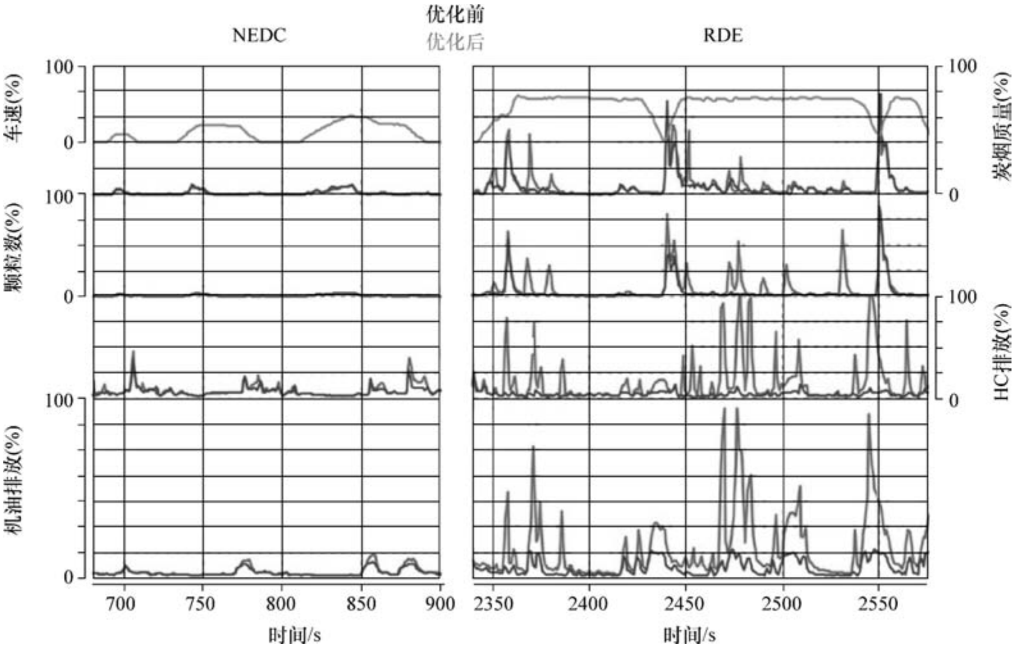


图 3-164　不同行驶循环措施的动态影响

采取有针对性的试验方法，能够对每一种措施单独进行试验，从而就能区分出各种零部件措施的颗粒排放峰值，例如改善活塞组密封性或采取适当的喷油策略那

样纯粹的标定措施等。但是，也有部分阶段无法明确地区分出单个措施的效果，因为燃油－壁面油膜的相互作用会产生交叉的影响效果。

图 3-165 中认证行驶循环（NEDC 与 RDE）和开发行驶循环（高动态行驶循环与综合开发行驶循环）中的颗粒排放、机油排放和 HC 排放的平均值的比较表明，在 NEDC 行驶循环中采取标定和零部件措施的优化效果尚不明显。首先在 RDE 行驶循环中，因其具有宽广的特性曲线场范围以及负荷和转速斜率，优化措施就呈现出颗粒数的降低。图 3-165 右图所示出的将这些措施应用于开发行驶循环显示出最不利的废气排放情况，因而具有相应较大的降低潜力。

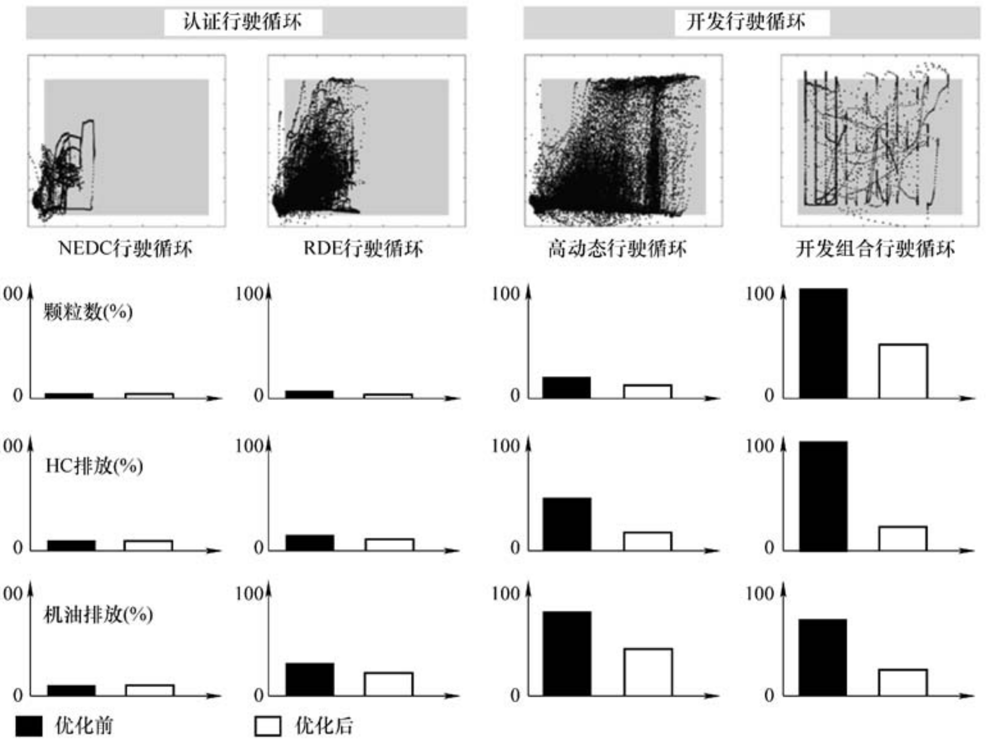


图 3-165　整个行驶循环废气排放的考察

综上所述，2017 年欧洲就要实施 RDE 法规，它规定未来对于所有的汽车都必须要在实际行驶运行条件下测定废气排放性能，这就对动力系统的开发提出了越来越多的新挑战，而且所考察的特性曲线场范围的扩大以及动态性能要求的提高都必须确保系统可靠性和使用寿命。为了评估动力系统，在从稳态和动态分析获得的实际行驶数据的基础上，推导出了综合行驶循环作为最不利的边界条件。例如已对有关混合气形成、燃油－壁面油膜相互作用和活塞组密封性等标定和零部件方面的优化进行了试验。为了为有关 RDE 的整个发动机特性曲线场提供数据，需要一种借

助于 DoE 的系统优化方式。试验结果表明，例如混合气形成参数对颗粒形成的影响，其中由于实际行驶中具有较高的动态份额，导致了新的优化特性曲线场的运行范围，特别是在发动机瞬态运行时。迄今为止稳态提供数据的策略会在瞬态运行阶段导致过高的废气排放，正如不同喷油策略已表明的那样。未来为了满足法规边界条件的要求，在尽可能减少机油掺入到燃烧室的同时，还应考虑提高空气和燃油管路的调节速度和调节品质，而这些优化则是在这些关系中智慧地利用综合行驶循环中具有代表性的负荷和转速斜率来实现的。为此，开发了一种以开发方法和开发工具为基础并以 RDE 能力为重点的复杂的方法链（图 3-166）。它利用在传动系试验台和发动机试验台上具有代表性的实际行驶可重复性的描述作为基础，以便能够分析运行参数并推导出其功能关系。

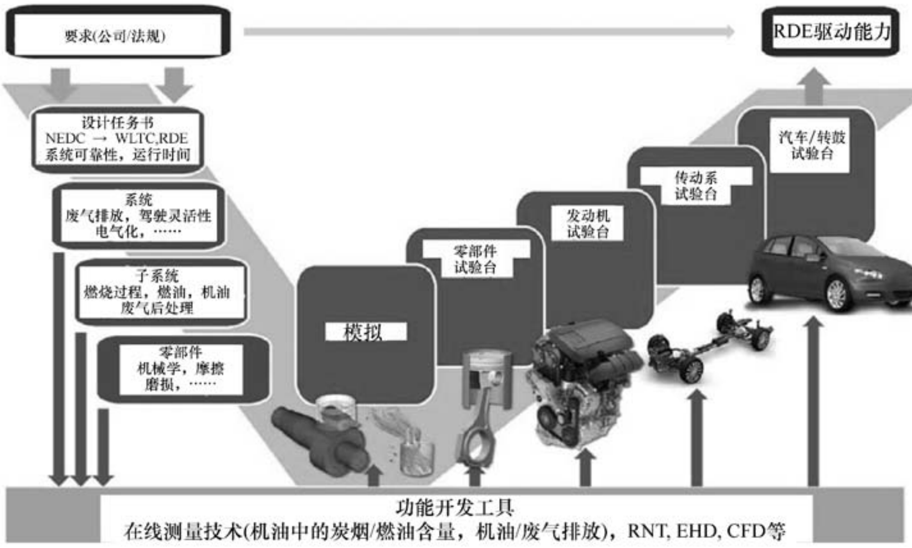


图 3-166　RDE 开发的方法链

3.8　电子控制系统开发

3.8.1　基本概况和要求

如前所述，均质燃烧直喷式汽油机由于运行状况与进气道喷射汽油机相似，因此无论是废气后处理系统还是电控系统都与后者相仿，变得较为简单。而分层稀燃直喷式汽油机则由于必须在部分负荷工况时充量分层和在中高负荷工况时均质混合气这两种运行方式之间瞬态转换，并且所应用的吸附式 NO_x 催化转化器的吸附和再生过程又必须在稀和浓混合气之间周期性地转换，因此对发动机电控系统提出了

更高的特殊的要求。为此，下面以 Bosch 公司专门为缸内分层稀燃直喷式汽油机开发的电控系统为例，简要介绍其控制策略和系统概况。

Bosch 公司在 ME7 型进气道喷射汽油机电控系统的基础上，专门为缸内分层稀燃直喷式汽油机新开发了 Motronic MED7 型电控系统。由于 ME7 型电控系统采用的是基于转矩控制的先进的控制策略，这就为用于缸内直喷式汽油机提供了有利的前提条件。为了充分挖掘缸内汽油直接喷射的所有潜力，其电控系统必须能最大限度地对所有调节参数进行自由控制，同时又能对两种基本的运行方式（图 3-167）进行识别和转换，因此对电控系统提出了以下两个要求：

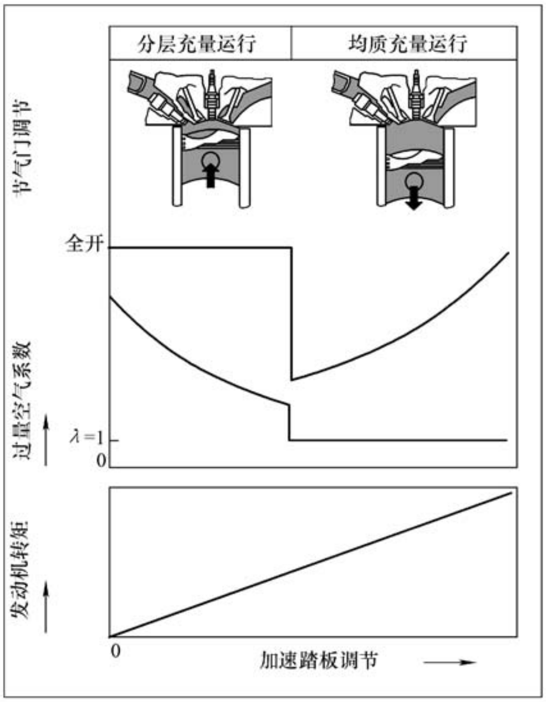


图 3-167　分层稀燃直喷式汽油机的运行方式及其主要参数的变化

1）喷油始点必须能够根据发动机运行工况在压缩行程期间的较晚喷油始点和在进气行程期间的较早喷油始点之间调节。

2）必须将进气量调节与加速踏板调节功能分开，以便能够在低负荷工况时节气门全开实现发动机无节流运行，而在高负荷工况时又能用节气门来调节进气空气量。

图 3-168 示出了 Motronic MED7 电控系统的主要部件。这种高压喷油系统是一种蓄压式共轨喷射系统，因此燃油能够在任何一个时刻由电控喷油器直接喷入气缸，同时将进气量调节与加速踏板调节功能分开，分别由电子节气门（EGAS）和加速踏板模块（含加速踏板位置传感器）来承担，进气空气质量可由电子节气门（EGAS）自由调节，并应用热膜空气质量流量计来精确测量气缸吸入的空气质量，而根据行驶负荷所需的发动机输出转矩的调节（转矩控制）由加速踏板模块输出相应的信号通知电控单元，并由一个连续变化式和一个跃变式氧传感器以及一个 NO_x 传感器来实现混合气的控制，用于进行 $\lambda=1$ 均质运行或分层稀薄运行调节以及催化器再生的精确控制。此外，在热力循环中特别是高 EGR 率情况下废气再循环的精确调节是特别重要的，因此采用一个进气管压力传感器来进行废气再循环的测量。

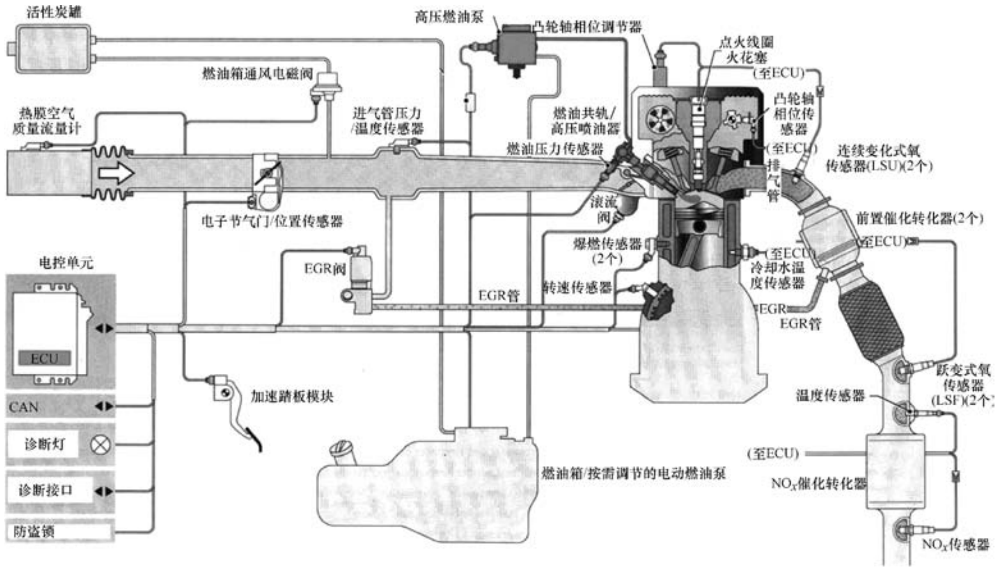


图 3-168　缸内直喷式汽油机 Motronic MED7 电控喷油系统

3.8.2　转矩控制方式

进气道喷射汽油机用的 ME7 型电控系统转矩控制方式，经扩展后构成了 MED7 型电控系统用于缸内直喷式汽油机，而发动机的指示转矩被用作系统的重要接口。这种转矩控制方式被分成转矩需求、转矩协调和转矩转化 3 个功能范围，如图 3-169 所示。

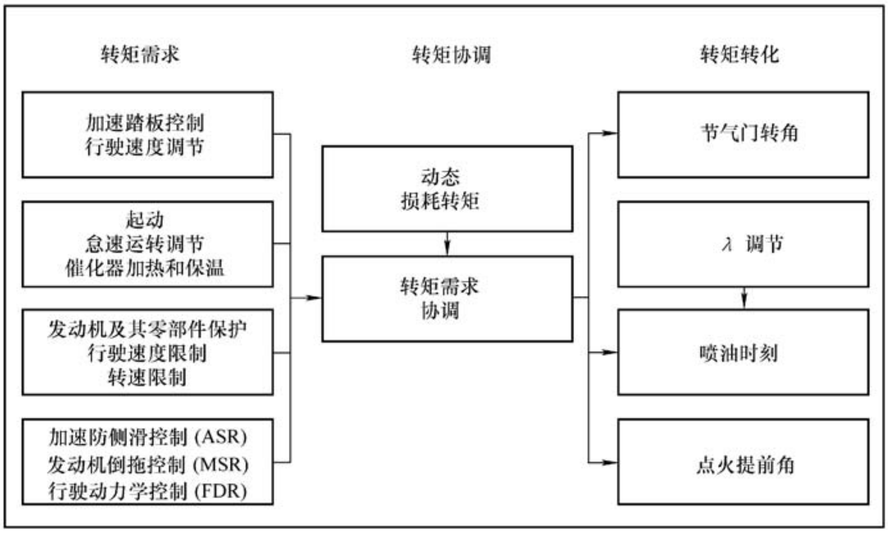


图 3-169　Bosch－MED7 型电控系统的转矩控制方式

首先，转矩的需求是先根据驾驶人的意愿，通过操纵加速踏板来发出最重要的转矩需求信息。其次，转矩的协调是由 MED7 型电控单元协调各种不同的转矩需求，以便随后对发动机实施所必需的调节指令。这种方式方法具有以下优点：

1）由发动机电控系统对转矩进行总体协调。

2）各种功能在其各自的状态上都需要某种大小的转矩，但各种功能之间无须进行信息交换。

3）调节参数平台上的各种功能之间不会相互影响。

4）对各种功能都有明确的接口。

5）这种结构易于扩展，可开发出更多的功能。

6）由于各个功能组各自的数据之间没有横向连接，因此可简化对发动机的功能匹配。

最后，转矩的转化就是将转矩协调的最终结果转化成对进气空气量、喷油和点火角等参数的调节指令，使得发动机能输出所需的转矩。

3.8.3　控制策略

在分层运行时，发动机的指示转矩几乎与喷油量成正比，而进气空气量和点火角几乎对发动机转矩没有影响。在均质运行时，与进气道喷射汽油机一样是通过空燃比对发动机起作用的，并且通过点火角的延迟调节能迅速地降低发动机转矩，此时尽可能转用 ME7 型进气道喷射电控系统来控制。过量空气系数 λ 的协调承担了 $\lambda=1$ 的均质运行和分层稀薄运行之间的转换控制。在均质运行和分层稀薄运行之间转换时，十分重要的是应控制喷油量、进气和点火角使发动机传输给变速器的转矩保持不变，其中控制节气门的重要功能也直接由 ME7 型进气道喷射电控系统来承担。

图 3-170 示出了在缸内直喷式汽油机上均质运行和分层稀薄运行之间转换的实例。在原本是分层稀薄运行状态向均质运行转换之前，必须将节气门关小。随着进气管压力降低，过量空气系数 λ 值也随之减小。在运行状态转换时须特别注意两个 λ 极限值：

1）在分层稀薄运行时，为避免产生炭烟，其过量空气系数下限值大约为 $\lambda=1.5$。

2）在均质运行时，考虑到发动机稀薄运行能力有限，其过量空气系数上限值大约为 $\lambda=1.3$。

因此，在运行方式转换时必须避开 $1.3<\lambda<1.5$ 的禁用区，这在转换时加大喷油量就可以做到，并通过点火角的短时间延迟调节，抑制了发动机转矩的增大，因而此时不会出现转矩的突变，使得整个转换过程非常平顺，驾驶人是感觉不到的。

此外，为了对吸附式 NO_x 催化转化器的吸附和再生两种工作状态的转换进行

控制，电控单元控制软件中应用了一个描述催化器吸附和再生性能的数学模型。但是，十分重要的是发动机这样周期性地转换到仅持续短短几秒钟加浓的均质运行，其转换过程不能使发动机转矩发生突变，也不能对汽车的行驶性能产生不良的影响。图 3-171 作为实际例子示出了某个吸附式 NO_x 催化转化器的吸附和再生的变化过程。再生所必需的还原剂的数量（即附加的喷油量）是由宽带 λ 调节来准备提供的。

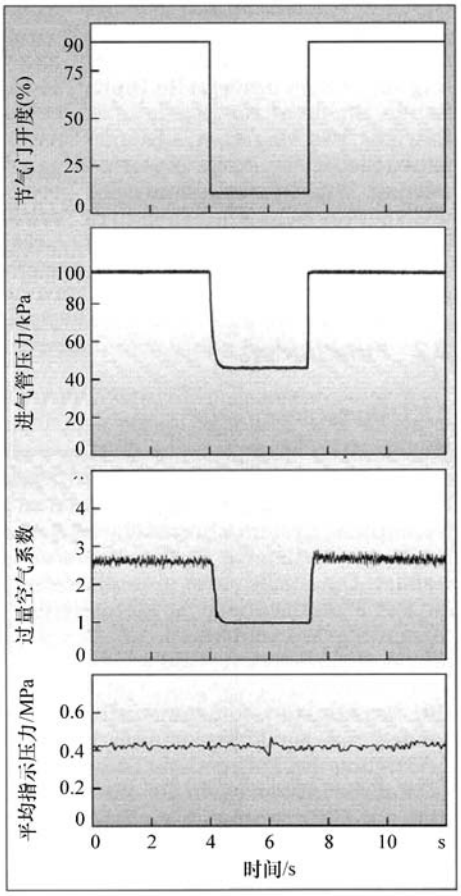


图 3-170　分层和均质运行方式转换过程实例

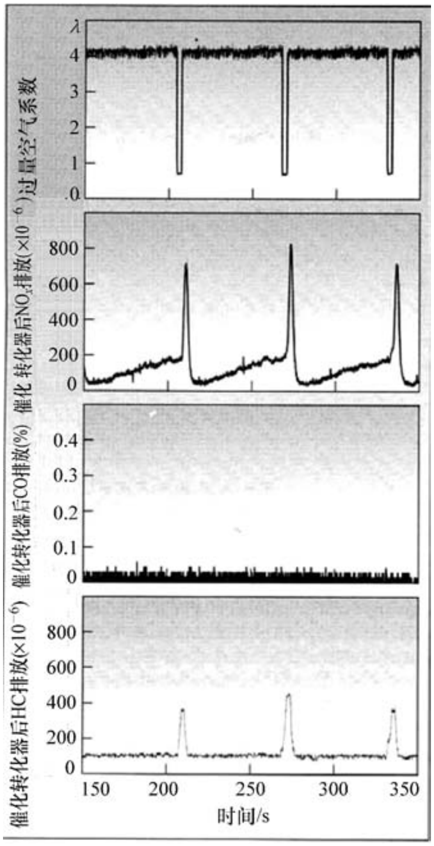


图 3-171　吸附式 NO_x 催化转化器吸附和再生过程转换控制实例

3.8.4　电控单元

图 3-172 示出了 Bosch 公司 Motronic MED7 电控系统电控单元的方框图。与进气道喷射 ME7 基本型电控单元相比，其主要区别在于为汽油直接喷射集成了控制高压喷油器的驱动级。

该电控单元采用了西门子公司的 80C167 微处理器，程序和数据存储在 Flash -

EPROM 中，而外围设备功能和驱动级采用了最新二—十进制（BCD）技术的高集成度转换电路。控制高压喷油器的驱动级具有峰值－保持电流驱动波形的调节功能，通过采用驱动级起动电容器进行高电压控制，以使驱动级获得很短的起动时间，而该起动电容器则用直流/直流变压器充电。

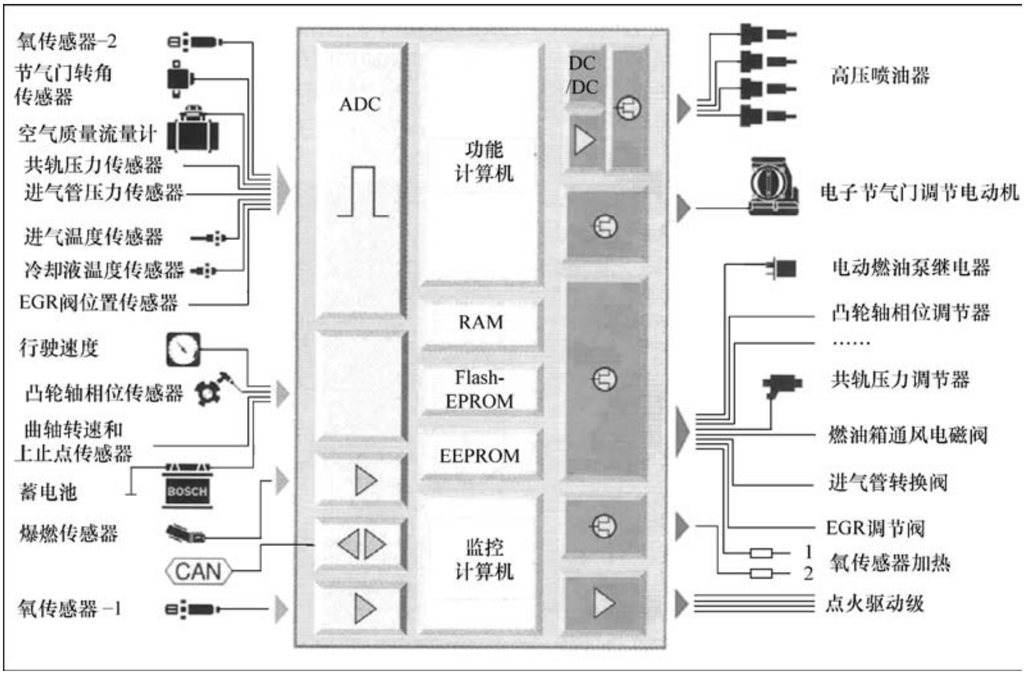


图 3-172　Bosch 公司 Motronic MED7 电控系统电控单元方框图

第4章 典型机型开发

4.1 三菱滚流－壁面导向分层燃烧直喷式汽油机

三菱汽车公司开发了以 GDI™（Gasoline Direct Injection）作为注册商标的4G93 型 GDI 直喷式汽油机，于1996 年8 月开始批量生产。这是世界上第一款量产的现代缸内直喷式汽油机，首先搭载于 Galant 轿车和 Legnum 旅行车上，曾在1997年北京国际汽车、摩托车及工艺装备展览会上展出过。三菱 GDI 直喷式汽油机的问世在当时引起了世界汽车工业界的高度关注，被认为对未来汽油机技术的发展与变革具有划时代意义，开创了汽油机节能减排的新篇章。

1998 年2 月，三菱公司又研制成功了第二款4G15 型 GDI 直喷式汽油机。它是为顺应废气排放法规的加严，在4G93 型直喷式汽油机基础上改进了喷油和燃烧混合控制技术，进一步改善了发动机废气排放水平，并于1999 年2 月搭载于 MRDC轿车推向市场。

4.1.1 控制策略

三菱4G93 型 GDI 直喷式汽油机是以量产的4G93 型进气道喷射汽油机为基础开发而成的。图4-1 和图4-2 是发动机纵横剖面图，图4-3 是其系统示意图，表4-1是两种机型主要技术参数的比较。

三菱 GDI 直喷式汽油机为了在部分负荷时能获得比柴油机更好的燃油经济性，而在高负荷时又能达到比传统的多点进气道喷射汽油机更好的动力性能，在混合气形成和燃烧过程组织方面采用了如下的控制策略（表4-2）：

1）在部分负荷时采用在压缩行程后期的晚喷油模式，以获得稳定而明显分层的充量，实现超稀薄混合气（空燃比30～40）分层燃烧，可显著地降低燃油耗。虽然发动机能够在超过100 的空燃比下完全无节流地稳定运行，但是在这个区域为了在节气门后形成一定的真空度而能引入大量的 EGR 有效地降低 NO_x 排放，发动机仍略被节流，空燃比被控制在30～40 范围内，因为在空燃比超过30 的情况下，燃油经济性的改善效果与空燃比的关系并不明显，因此选择这样的空燃比完全能够达到足够的节油效果。在三菱 GDI 直喷式汽油机问世之前，早期的直喷式汽油机为实现分层混合气燃烧大多采用紧凑的空间布置，即火花塞跳火间隙离燃油锥形油

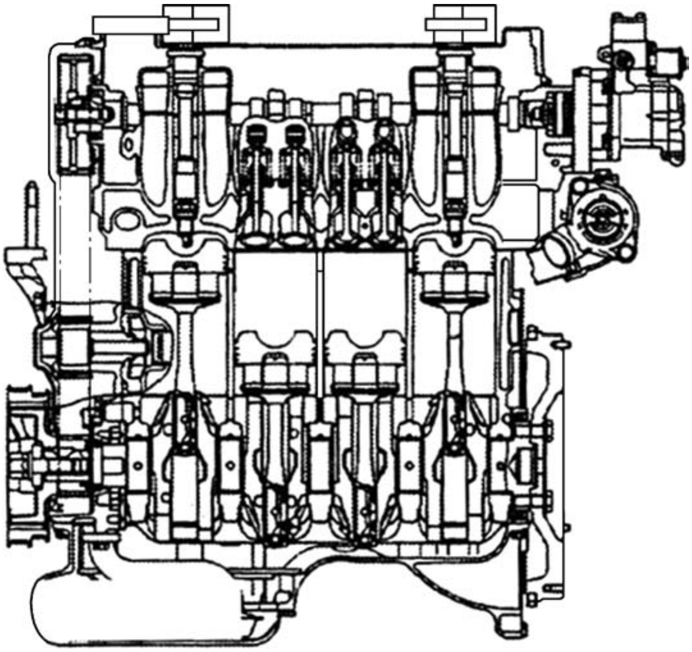


图 4-1　三菱公司 4G93 型直喷式汽油机纵剖面图

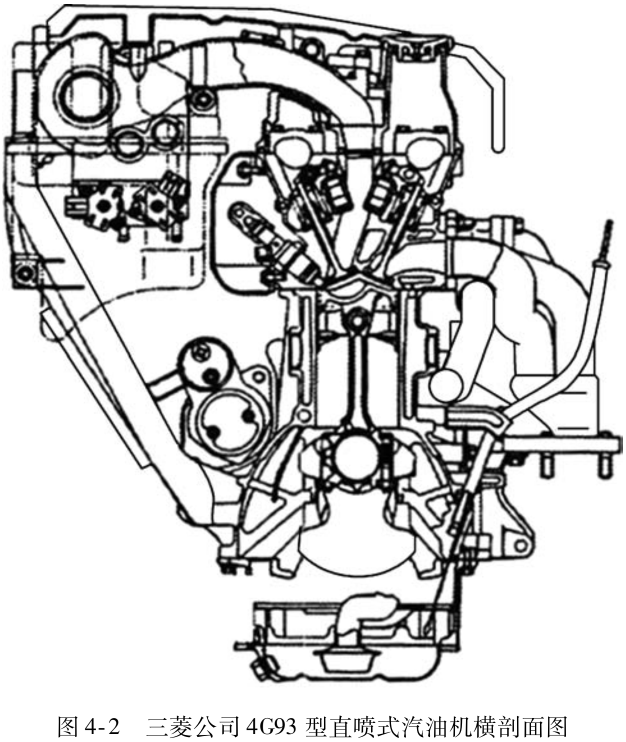


图 4-2　三菱公司 4G93 型直喷式汽油机横剖面图

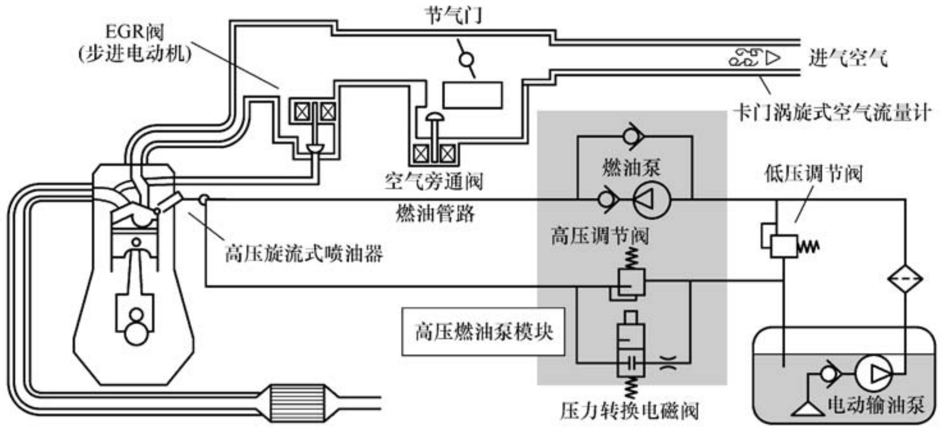


图 4-3　三菱 4G93 型直喷式汽油机系统示意图

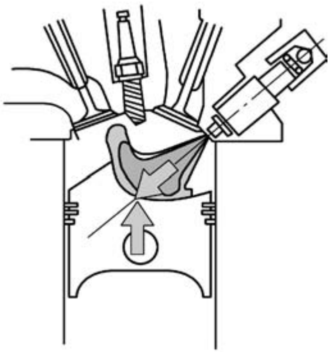
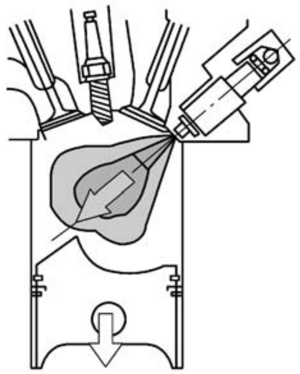
表 4-1　三菱 4G93 直喷式汽油机与进气道喷射汽油机技术参数比较

发动机		4G93 型 GDI 直喷式汽油机	4G93 型 进气道喷射汽油机
排量/cm^3		1834	1834
缸径×行程/mm×mm		81.0×89.0	81.0×89.0
气缸数		直列 4 缸	直列 4 缸
配气机构		四气门，双顶置凸轮轴	四气门，双顶置凸轮轴
进气道		直立式	水平式
燃烧室		屋顶形（活塞顶球形凹坑）	屋顶形
压缩比		12∶1	10.5∶1
燃油		高级/标准汽油（研究法：100/92）	普通标准汽油
喷油系统	油泵	摆盘式轴向柱塞泵	电动燃油泵
	压力/MPa	5.0	0.33
	喷油器	旋流式电磁喷油器	标准汽油喷油器
空气控制		节气门带电控空气旁通阀	节气门
点火系统	能量/mJ	60	
	火花塞	窄间隙铂金火花塞	普通标准火花塞
排放控制系统		电控 EGR 系统和稀燃 NO_x 催化器	普通标准三效催化器

束较近，主要依靠点燃喷射油束外围浓混合气的“油束引导燃烧”方式。虽然已经证实这种布置形式能够实现稳定的燃烧，但是由于在当时技术条件下存在难以实现完全燃烧而 HC 排放高、火花塞容易结焦、稳定燃烧的运行范围受到限制以及高负荷运行工况性能不良等弊病，阻碍了这种混合气形成和燃烧机理的推广，曾一度

使得直喷式汽油机的发展停滞不前。为此，三菱公司首次采用喷油器与火花塞远距离布置形式（图 4-4），燃油喷束不是紧靠着而是远离火花塞，向活塞顶面喷射，并在撞击到活塞顶球形燃烧室凹坑后在滚流的带动下再转向火花塞，使得喷油终了与火花点火之间的时间间隔较长，足以促进燃油的蒸发，并实现与周围空气的有效混合，因此早期直喷式汽油机因液体燃油或火花塞周围过浓混合气所引起的那些问题得以解决。控制油气混合的基本要素是油束或气态混合气在油束撞击的活塞顶凹坑壁面上的转向。与用涡流控制油气混合的方法不同，这种方法几乎不受发动机转速的影响，这就保证了在宽广的转速范围内都能获得满足要求的油气混合。

表 4-2　GDI 直喷式汽油机的混合气控制策略

特　　点	低燃油耗	高功率
负荷区域	部分负荷	高负荷（ >50% 负荷）
喷油定时	压缩行程	进气行程
油束特性及 混合气形成	紧凑油束，燃烧室壁面导向 火花塞周围分层混合气 	扩散油束，不湿壁 均匀扩散混合气 
性　　能	以超稀薄分层燃烧 （空燃比 30～40） 降低燃油耗 35%	利用燃油汽化冷却进气空气的 效果提高充气效率达到高性能化 （空燃比 13～25）（功率和转矩提高 10%）

2）当负荷超过 50% 时，即使在无节流运行的情况下，分层燃烧也会像柴油机燃烧一样生成炭烟，因此这时就应及时地转换到早喷油模式，形成预混合化学计量比均质混合气，这样就能获得与进气道喷射一样的燃烧特性，即高动力性能，无炭烟，并能通过传统的三效催化转化器充分地降低 NO_x 排放。在该区域的绝大多数负荷下，发动机均以化学计量比均质混合气运行，但在全负荷时则以略浓的均质混合气运行，以充分发挥汽油机高的升功率的优势；而在这个区域的低负荷区段，为了进一步改善燃油经济性，发动机以空燃比为 20～25 的稀均质混合气运行。

三菱 GDI 直喷式汽油机为了有效而稳定地实现上述混合气形成和燃烧过程的控制策略应用了以下的新技术（表 4-3）：

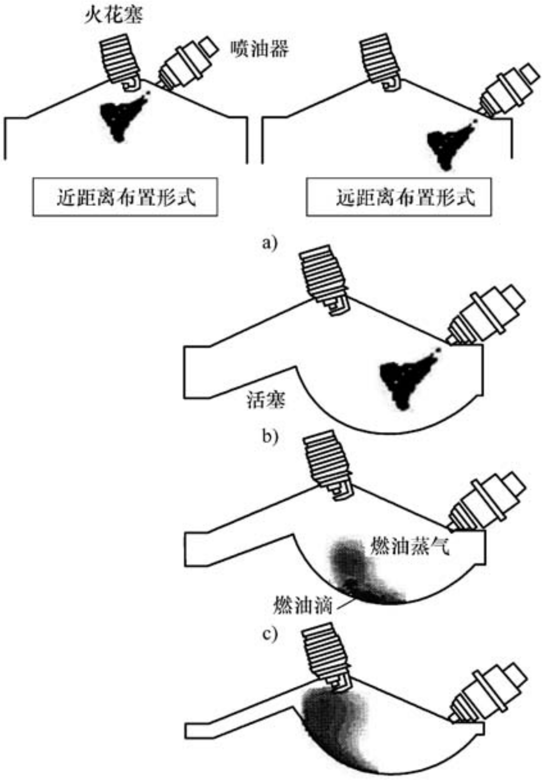


图 4-4　三菱公司 GDI 直喷式汽油机采用喷油器与火花塞远距离布置形式
a）喷油终了　b）喷射油束撞击壁面　c）燃油蒸发并输送到火花塞周围

- 直立式进气道产生强烈的反向滚流，即旋转方向与传统的卧式（水平）进气道产生的滚流方向相反的滚流。
- 活塞顶小型球形燃烧室凹坑。
- 高压燃油泵和电控旋流式电磁喷油器。

表 4-3　三菱 GDI 直喷式汽油机应用的主要技术措施

主要技术			目标	方法
空气流动		① 反向滚流	① 将燃油蒸气输送到火花塞 ② 高气道流量系数	① 采用直立式进气道产生强烈的反向滚流，并提高气体动力学效率
喷油		① 较低的喷油压力 ② 发动机直接驱动燃油泵	① 较低的泵油损失 ② 较低的驱动耗能	① 旋流式喷油嘴 ② 起动用电动输油泵
混合	较高负荷	① 均质混合气（进气行程早喷油） ② 不润湿壁面 ③ 充量空气冷却	① 减少化学计量比或浓混合气时的炭烟 ② 抑制爆燃 ③ 较高的充气系数	① 抑制油束贯穿度 ② 油束广泛扩散 ③ 增强反向滚流

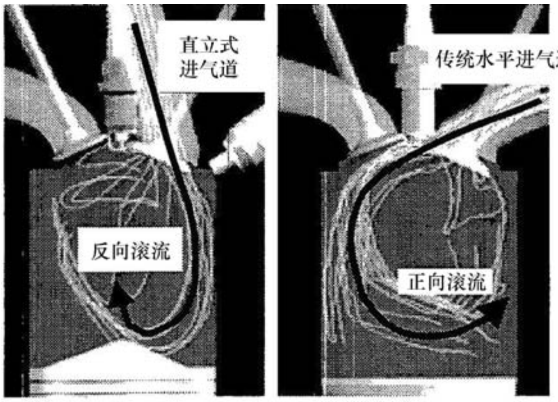
（续）

主要技术			目标	方法
混合	部分负荷	① 充量分层（压缩行程晚喷油） ② 增强蒸发	① 稳定的稀燃 ② 高负荷较低的炭烟排放	① 小型燃烧室凹坑 ② 反向滚流导向油雾运动 ③ 喷油正时控制
点火		① 确认可靠性的传统点火系统		
排放		① 高 EGR 率	① 降低分层充量的 NO_x 排放	① 电控 EGR 阀
进气		① 快速而精准的空气控制	① 平稳运行 ② 宽广的 EGR 区域	① 电控空气调节阀

4.1.2　主要技术措施

（1）直立式进气道

如图 4-5b 所示，进气道喷射汽油机采用的是传统的水平进气道，而 GDI 直喷式汽油机采用的是从气缸盖顶部进气的具有独特形状的直立式进气道（图 4-5a）。在进气行程中吸入的空气通过直立式进气道被强制沿同侧的气缸壁面向下流动，形成与传统进气道喷射汽油机反向的旋转气流，这样缸内气流就能将喷射的燃油束和燃油蒸气输送到位于气缸中央的火花塞周围，这是三菱公司 GDI 直喷式汽油机成功的关键。由于直立式进气道的固有特性具有较高的流量系数，因此能改善发动机在最高转速范围内的动力性能，并有助于在气缸盖上为布置喷油器提供空间。如果选择传统的水平进气道布置方案，则燃油喷束的方向要朝向活塞顶凹坑就会变得较困难，因为喷油器与活塞顶面之间的角度取决于水平进气道下方可利用的空间。为了在流量系数与反向滚流强度之间寻找到最佳的折中，对直立式进气道进行了优化设计。如图 4-6 所示，在气门座的排气侧壁面上设计了一个凸起，而在气缸套侧的壁面上设计了一个凸台。前者削弱了通过气门座向排气侧的流动，而后者可使得气门座上游的气流层状化并向下引导流动，因此向排气侧的流动减弱，而同时增强了向气缸套侧的流动，从而使得滚流比（滚流旋转速度与发动机转速之比）能增加到 1.8，而流量系数比传统进气道喷射汽油机的水平进气道高 10%。高的流量系数是增加发动机最高转速范围内转矩所必需的，而强烈的



a)　　b)

图 4-5　直立式和水平式进气道所产生的进气滚流的比较

a）三菱 GDI 直喷式汽油机　b）进气道喷射汽油机

反向滚流对分层充量燃烧的稳定性起着重要的作用。

（2）活塞顶形状及其球形燃烧室凹坑

活塞顶小型球形燃烧室凹坑（图4-7）的形状设计得使油束撞击到其壁面后能转向火花塞运动，而球形凹坑排气侧的壁面形状使得沿气缸套壁向下运动的空气流在撞击到凹坑壁面后折转向上流动，因此这样的设计有助于增强反向滚流，同时也有助于将反向滚流的旋转动量一直保持到压缩行程终了。同时，活塞顶面排气侧的形状使得在活塞向上运动到上止点附近时，活塞挤流从排气向进气侧流动，促进了凹坑内的燃烧，而燃烧后期活塞向下运动时活塞反向挤流使得火焰向排气侧扩散，有助于整个气缸中充量的完全燃烧。

图 4-6　直立式进气道的优化

图 4-7　特殊的活塞顶小型球形燃烧室凹坑及其作用

（3）高压燃油泵

三菱 GDI 直喷式汽油机采用具有较高容积效率的摆盘式轴向柱塞高压燃油泵（图 4-8）。为了简化燃油系统，选用了无进油计量功能的柱塞泵，喷油压力由高压燃油的溢流来调节，这增加了燃油消耗的压缩功。为了减少压缩功，选用了相对较低的 5MPa 喷油压力。喷油压力的降低也有助于提高泵油装置的可靠性。

这种燃油泵被安装在气缸盖上，并由一根凸轮轴直接传动。发动机直接驱动燃油泵最主要的缺点是在发动机起动即发动机转速最低时的燃油供应不足。为了补偿其不足，就像在传统的进气道喷射汽油机上的情况一样，燃油系统中还应用了供起动用的燃油箱内的电动输油泵，并用高压调节器中的一个压力转换电磁阀来实现（图 4-3 和图 4-9）。在进气道喷射汽油机情况下，发动机的起动会受到因在进气道壁面上形成燃油薄膜而导致燃油输送滞后的影响，而在直喷式汽油机上燃油是直接喷入气缸的，因此其起动性能极佳，如图 4-9 下图所示，在诸如发动机长时间运转后的热态再起动和低环境温度等较为严酷的条件下发动机能够在 1.5s 内起动。

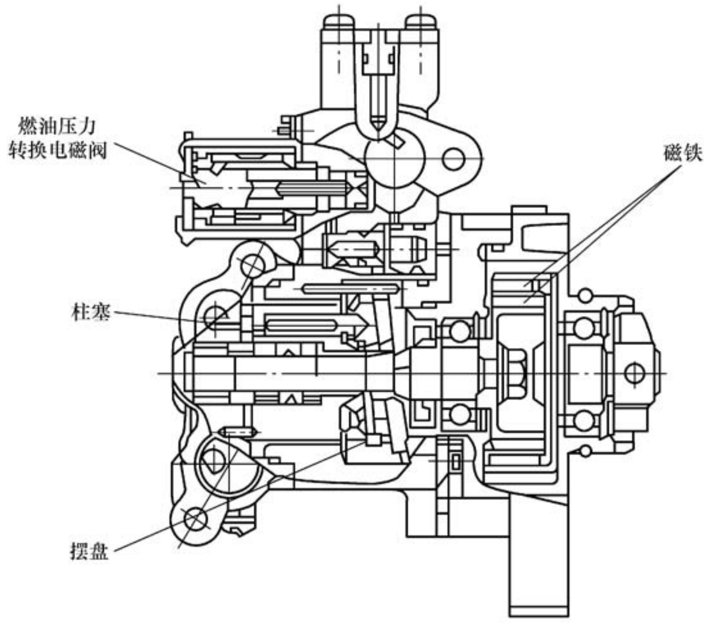


图 4-8　摆盘式高压燃油泵

（4）电控高压旋流式喷油器

GDI 直喷式汽油机的控制策略对喷射油束的基本要求可归纳为：

- 可控制的扩散度。
- 抑制贯穿度。
- 良好的雾化。

为了在所采用的相对较低的喷油压力（5MPa）下能获得满足上述要求的喷射油束，选择了一种旋流式喷油器（图 4-10），它通过位于喷孔上游的旋流孔板为油束提供旋转动量。对图 4-11 所示的 3 种旋流孔板进行的试验证实，当旋流强度（即燃油的动量，与燃油在旋流孔中的流速和旋流半径的乘积成正比）调整到相同时，这 3 种旋流孔板可得到相似的喷束特性。根据生产的可行性，选择了切向旋流孔板。旋流式喷油器产生的喷射油束大体上是空心圆锥体油束，其外表面形成了极佳的雾化，油滴直径小

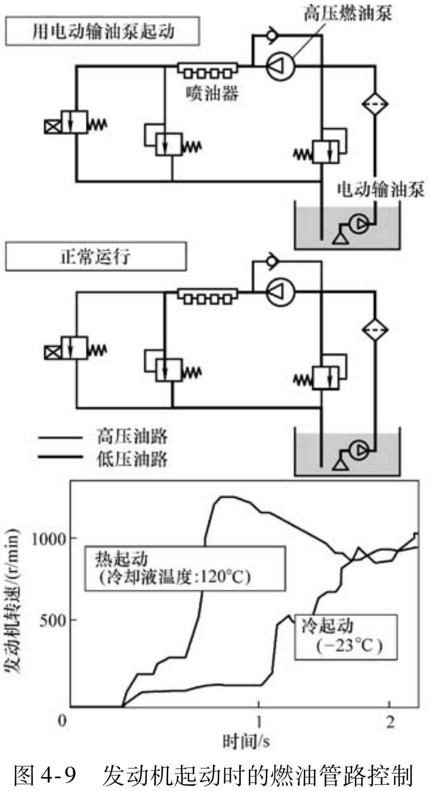


图 4-9　发动机起动时的燃油管路控制

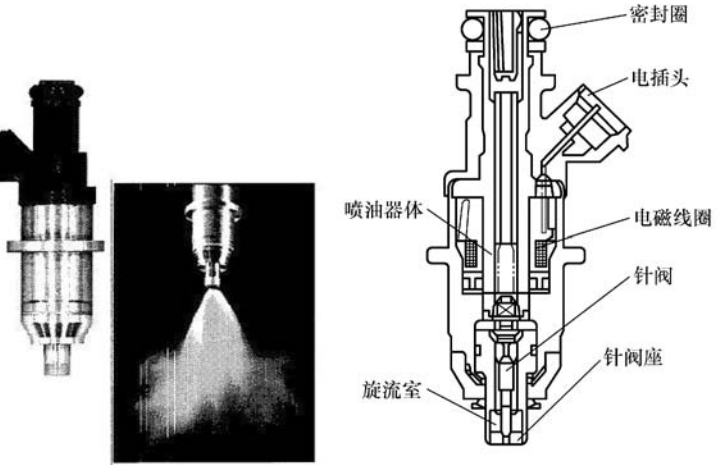


图 4-10　旋流式喷油器

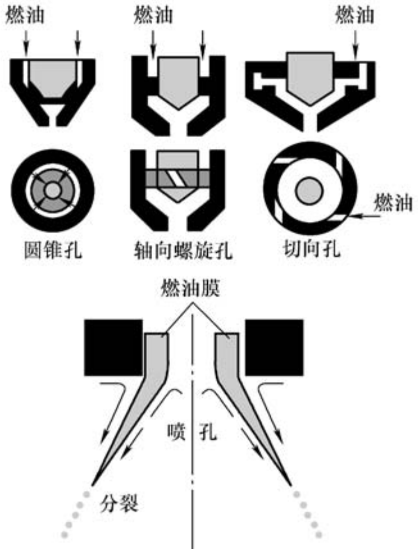


图 4-11　旋流式喷油器的基本原理和结构形式

于 15μm，被反向滚流携带向火花塞周围，而大于 30μm 的大油滴存在于油束的中心，在油束撞击活塞顶凹坑壁面时聚集在凹坑中，并没有向火花塞扩散，而是在活塞顶高温壁面上在短时间内被蒸发后再随反向滚流向火花塞附近运动（参见图 4-4）。同时，由于油束与空气之间的相互作用，一方面在空心圆锥体中心产生了强烈的空气扰动，另一方面油束的旋流运动诱发了油束周围空气的旋转运动，它们促使周围空气和 EGR 废气掺入到油束中去（图4-12，图中小白点是用示踪微粒显示出的空气运动轨迹）。从图中可以清晰地看到，在喷油的后期和喷油终了前，在油束上部产生的大幅度旋涡加剧了空气和 EGR 废气掺入到油束中去。燃油与空气的混合有助于抑制炭烟的形成，而燃油与 EGR 废气的混合有助于降低局部火焰的温度，从而获得较低的 NO_x 排放。此外，由于油束受到周围空气的阻力，其贯穿速度随着距离而衰减，但是周围空气的阻力对于油束的旋转运动的影响并不明显，因为周围空气与油滴一起旋转，因而旋转速度大体上保持不变。在保持油束旋转运动动量的同时，贯穿度却被抑制是旋流式喷油器固有的特性，因此这种喷油器特别适合于满足直喷式汽油机对燃油喷束的基本要求。在以早喷油模式运行时，燃油在进气行程期间喷入气缸，环境压力近似于或略低于大气压，而以晚喷油模式运行时，燃油在压缩行程

后期喷入已被压缩到 0.3 ~ 1MPa 压力的空气中，作用在油滴上的阻力随着周围空气密度的增加而增大。图 4-13 示出了环境压力对油束的影响。在环境压力较低时，油束具有扩散较大的空心锥体结构，而在环境压力较高时，较高的阻力使得油束变成了扩散较小的实心锥体且贯穿度被抑制，正好满足了为早喷油均质混合气模式获得广泛扩散油束，同时为晚喷油分层混合气模式获得紧凑形状油束的目标要求。

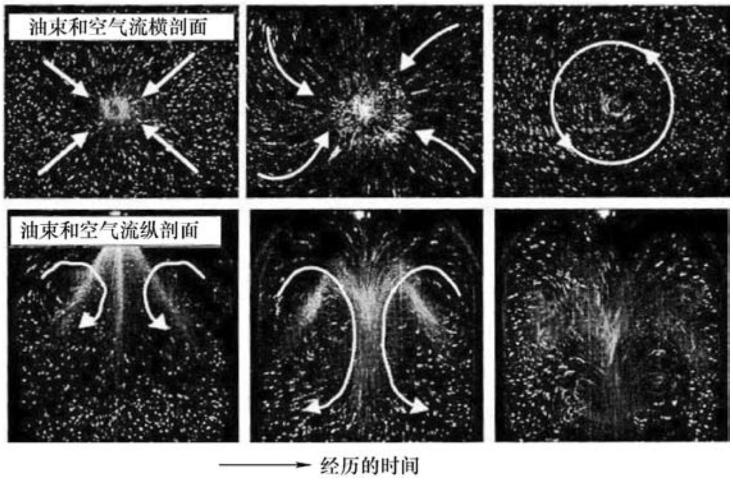


图 4-12　在喷雾罐（0.1MPa）中拍摄到的空气掺入到油束中去的状况

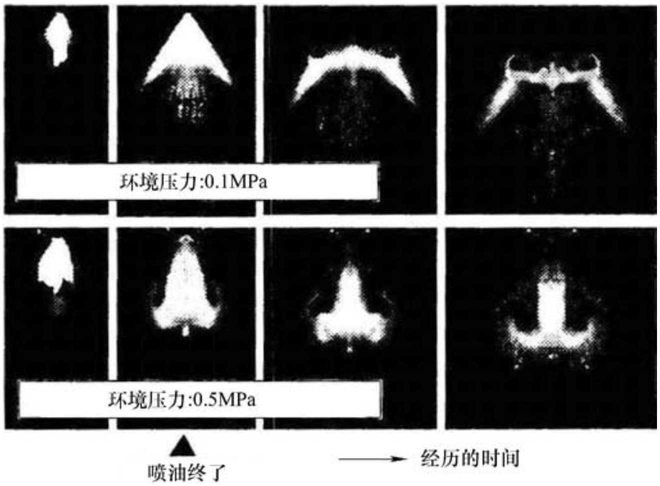


图 4-13　喷射油束在不同环境压力空气中的扩展过程

这种旋流式喷油器具有与传统进气道喷射喷油器近似相同的尺寸，但是因为后者可以在 720°曲轴转角内完成喷油，而在缸内直接喷射情况下，喷油必须能在发动机最高转速下在大约 180°曲轴转角内完成，那么其旋流式喷油器的动态流量范围应是进气道喷射喷油器的四倍，因此在发动机电控单元中采用高电压驱动电路来

驱动喷油器，以扩大其动态流量范围。此外，由于旋流对喷孔有自洁作用不易形成积炭，大幅度地提高了这种旋流式喷油器的可靠性。

（5）电控空气旁通阀（电子节气门）

直喷式汽油机应用了早喷油均质混合气和晚喷油分层混合气两种不同的燃烧模式，晚喷油模式的混合气空燃比超过 30，而早喷油模式则采用化学计量比（空燃比 14.7）或略浓的混合气运行。为了使发动机运行模式转换时能平顺过渡，两种运行模式所产生的发动机转矩必须精确相同，以避免因运行模式转换前后发动机产生的转矩不同而引起车辆行驶冲击，影响驾驶的舒适性。大体上讲，发动机发出的转矩取决于燃油量，因而在喷油量相同情况下采用晚喷油模式运行时，所需要的空气量至少应是采用早喷油模式运行发出相同转矩所需要空气量的两倍。因此，应用电控空气旁通阀（电子节气门）迅速而精确地进行进气空气量的控制（参见图 4-3），是直喷式汽油机在任何运行工况特别是瞬态过渡工况实现平稳运转最重要的关键技术之一。为此，GDI 直喷式汽油机采用了与节气门并联的电控空气旁通阀和怠速控制阀组合使用的方法来实现高精度、大流量和高响应性的旁通空气量控制。电控空气旁通阀（含怠速控制阀）的结构如图 4-14 所示，并列配置了两个线性电磁阀，其中开关电磁阀用作高响应的开－关控制，以确保两种混合气运行模式转换时进气空气量大幅度变化的实时响应，而负荷电磁阀则用作负荷控制（含怠速控制）。随着电控技术的发展，这两种功能与节气门集成于一体成为现代直喷式汽油机广泛应用的电子节气门。

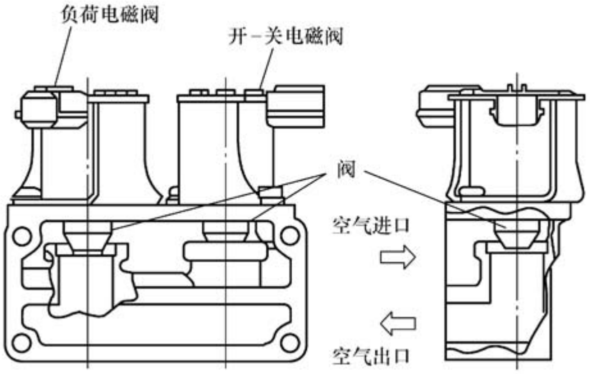


图 4-14　电控空气旁通阀

（6）电控 EGR 阀和稀燃 NO_x 催化器

降低 NO_x 排放是任何稀燃发动机必须解决的重要课题。在三菱 GDI 直喷式汽油机上，主要是利用分层稀燃运行时具有较大的 EGR 兼容性的有利条件来实现降低 NO_x 排放的目的。图 4-15 示出了 EGR 降低 NO_x 排放的效果，与以化学计量比混合气运转的进气道喷射汽油机（EGR 率 =0%）所排出的 NO_x 相比，直喷式汽油机能够在保持改善燃油经济性的同时，NO_x 排放的降低超过 90%。在晚喷油分层混合气运行区域 EGR 率为 10% ~40%（图 4-16），但必须对大量 EGR 废气实施快速又精确的控制，为此采用步进电动机控制的电动 EGR 阀，它能够无滞后和稳定地控制 EGR 废气量。

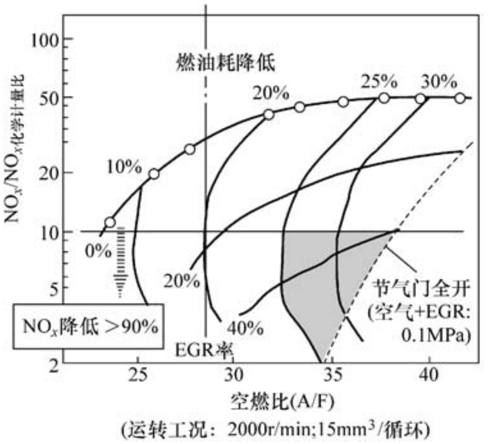


图 4-15　EGR 对改善 NO_x 排放和燃油耗的效果

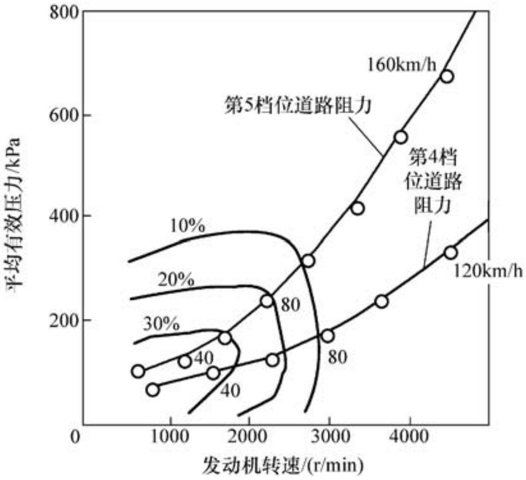


图 4-16　EGR 脉谱图

虽然引入大量 EGR 废气能够充分降低 NO_x 排放，但缩小了稀燃运行的范围，因为引入 EGR 废气会减少进入气缸的空气量。三菱 GDI 直喷式汽油机采用了选择性还原催化器，在空燃比为40 时 NO_x 还原净化率可保持在60%。吸附式 NO_x 催化器的优势是具有高的还原效率，但是它易发生硫中毒，必须使用低硫汽油，若燃用市场供应的高硫汽油，则行驶较短里程后催化剂就会失效。相反，选择性还原催化器的效率虽然没有前者那么高，但是即使在应用高硫汽油进行道路耐久性试验后仍能保持还原效率。

（7）点火系统

GDI 直喷式汽油机采用喷油器和火花塞较大间距的布置形式，不会发生液态燃油碰撞火花塞以及向火花塞供应过浓的混合气而在火花塞上形成积炭，因而能采用具有中等点火能量（60mJ）的常规点火系统。但是，为了获得稳定可靠的点火，作了如下的改进（图 4-17）：

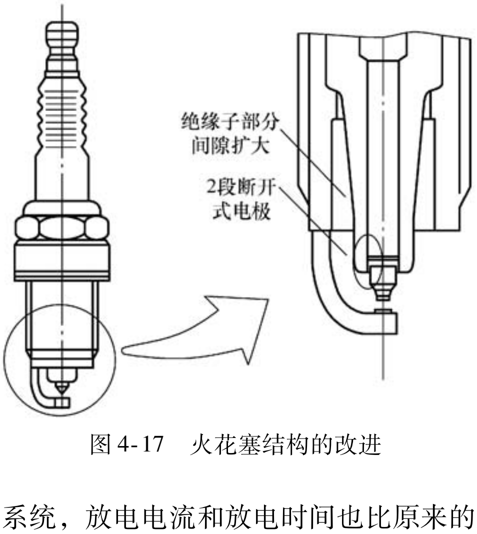


图 4-17　火花塞结构的改进

- 火花塞布置在燃烧室中央，中心电极突出 7mm，使其处于火花塞周围浓混合气区域的中心。
- 为了将点火能量高效地供给火花塞，采用每缸配置点火线圈的独立点火系统，放电电流和放电时间也比原来的进气道喷射汽油机增加了，扩大了稳定燃烧范围，提高了抗积炭性。

• 采用耐久性好的白金电极火花塞，并将中心电极制成两段断开式，以便在绝缘子与电极间诱发电晕放电，快速烧掉积炭，提高抗积炭能力。

4.1.3 发动机性能

（1）燃油经济性

如图 4-18 所示，GDI 直喷式汽油机与具有相同排量而压缩比为 10.5∶1 的传统进气道喷射汽油机相比，显著地改善了燃油经济性。在最低的转速和负荷状况下，燃油耗可降低 40%。在 100km/h 巡航车速道路负荷状况下，燃油耗也可降低 15%。搭载 GDI 直喷式汽油机的 Galant 96 版轿车的 10～15 工况法燃油耗要比搭载传统进气道喷射汽油机的 formar Galant 轿车降低 35% 以上，其手动变速器车型约为 5.3L/100km，自动变速器车型约为 6.2L/100km。

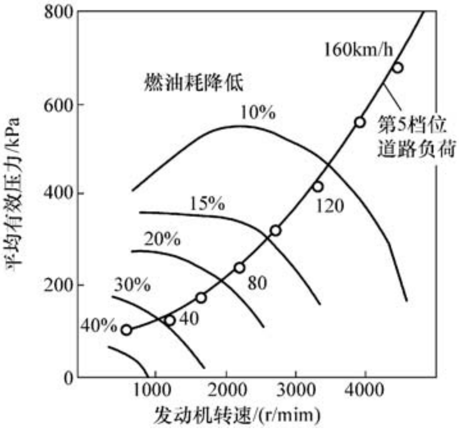


图 4-18　GDI 直喷式汽油机的节油效果

（2）全负荷性能

在较高的负荷下，GDI 直喷式汽油机采用早喷油均质混合气运行，燃烧特性基本上与预混合进气道喷射汽油机相同，但是通过优化喷油正时能够改善发动机的性能。图 4-19 示出了发动机在 1500r/min 转速下以化学计量比混合气在轻微爆燃状态运行时喷油正时对转矩、充气效率和点火提前角的影响。当喷油正时选择在进气行程的最早期阶段时，油束将碰撞到活塞顶面，在这种情况下其充气效率与进气道喷射汽油机相同，而在选择合适的喷油正时情况下，充气效率可提高 5%，同时由于燃油蒸发潜热对缸内空气的冷却作用，能使空气充量温度降低大约 15K，压缩行程终了的充量温度降低大约 30K，降低了爆燃倾向，可采用较高的压缩比 12∶1，在较低转速下轻微爆燃状态运行时点火提前角大约也可提前 5°，因此转矩可增加 12%。图 4-20 示出了全负荷性能，几乎在所有发动机转速范围内，转矩比传统的进气道喷射汽油机提高了 10%。在较低的发动机转速范围内，主要原因是充气效率的提高和短暂的点火正时提前，而在较高的转速范围内，主要原因则是充气效率的提高、较高的压缩比和进气道流量系数的改善。

GDI 直喷式汽油机的性能改善及其关键技术和所采取的措施可归纳于表 4-4。

4.1.4 进一步的改进

随着废气排放法规的加严，1998 年三菱公司在 4G93 型直喷式汽油机基础上又增加了新的排气净化技术，研制成功了第二款 4G15 型 GDI 直喷式汽油机，其采取

的主要措施是二次喷射和后喷射技术等。

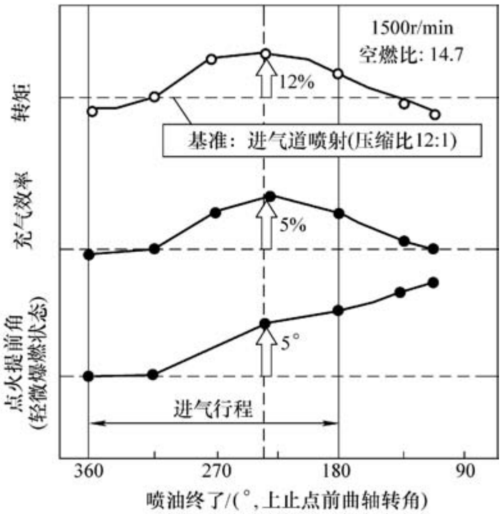


图 4-19　喷油定时对全负荷性能的影响

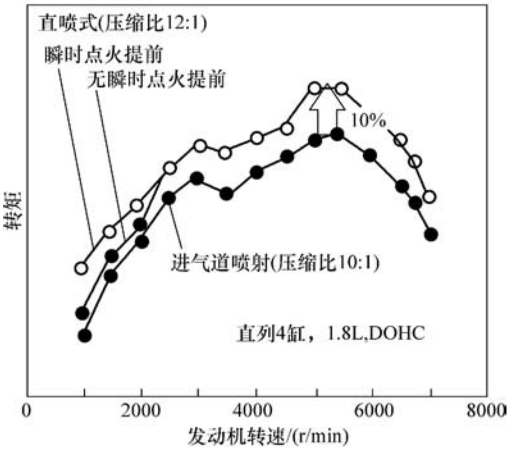


图 4-20　GDI 直喷式汽油机全负荷性能的改善

表 4-4　三菱 GDI 直喷式汽油机的性能及其关键技术和措施

特　　性		关 键 技 术	关 键 部 件
燃　油经济性	+ +	① 反向滚流分层超稀燃烧 ② 充量空气冷却提高压缩比 ③ 化学计量比燃烧和高 EGR	① 电控旋流式喷油器 ② 活塞顶面小型球形燃烧室 ③ 直立式进气道
功　率	+	① 直立式进气道 ② 燃油蒸发冷却充量空气 ③ 高压缩比	① 直立式进气道 ② 混合气控制
响应性	+ +	① 由燃油量直接控制转矩（不受空气输送滞后影响） ② 不受燃油输送滞后影响 ③ 瞬态转矩控制	① 直接喷射 ② 电控空气旁通阀或电子节气门
排　放	±	① 在高 EGR 率下稳定燃烧	① 快速而精准的 EGR 控制 ② 快速而精准的空燃比控制

（1）二次喷射技术

GDI 直喷式汽油机因在分层稀燃运行时火花塞点火时刻缸内分层混合气只占据缸内的一小部分空间，其他空间只存在极微量的燃油，而且燃油的蒸发使得缸内温度偏低，点火后火焰在传播过程中逐渐减弱，易熄火，使得混合气不能充分燃烧而产生积炭。

二次喷射技术是指在晚喷油的分层混合气运行时，在进气行程中先喷入额定油量的 1/4，形成极稀的均质混合气，在压缩行程后期再喷入剩余油量，形成分层混合气，这样在火花塞点火之前缸内混合气的状况是在超稀的均质混合气背景下，在

火花塞周围存在较浓的分层混合气。在火花塞点火时，首先在较浓的分层混合气区域形成较强的火焰，再迅速向超稀混合气空间传播，由于火焰较强，可点燃超稀混合气，而稀混合气的燃烧又反过来促进浓混合气的再次燃烧，使燃油充分燃烧，这就减少了积炭的产生。

采用二次喷射的 GDI 直喷式汽油机的压缩比可提高到 11∶1，使发动机的输出功率提高 10%。

（2）后喷射技术

新的 GDI 直喷式汽油机使用三效催化转化器和稀燃 NO_x 催化器组合的废气后处理装置，它们的起燃温度一般为 250℃。通常，发动机从冷车起动到排气温度升高至 250℃约需 100s，在这段期间内排气中的有害成分较高。为了提高该段期间内 HC 和 NO_x 的净化效率，采用后喷射技术可有效地加快排气的升温，大大地减少排气中的有害成分。后喷射是指在发动机冷车怠速运转时，除了在压缩行程后期喷射燃油外，在做功行程中再次喷射少量燃油，燃油在缸内高温高压燃气的作用下点燃而二次燃烧，并且，当排气门打开后可在反应式排气管（相当于小型热反应装置）中补充空气继续燃烧，加快排气温度的升高。后喷射直至排气温度达到 800℃时才结束，这样催化器的起燃时间缩短到了 20s，大大减少了发动机起动和暖机阶段的 HC 排放（图 4-21）。

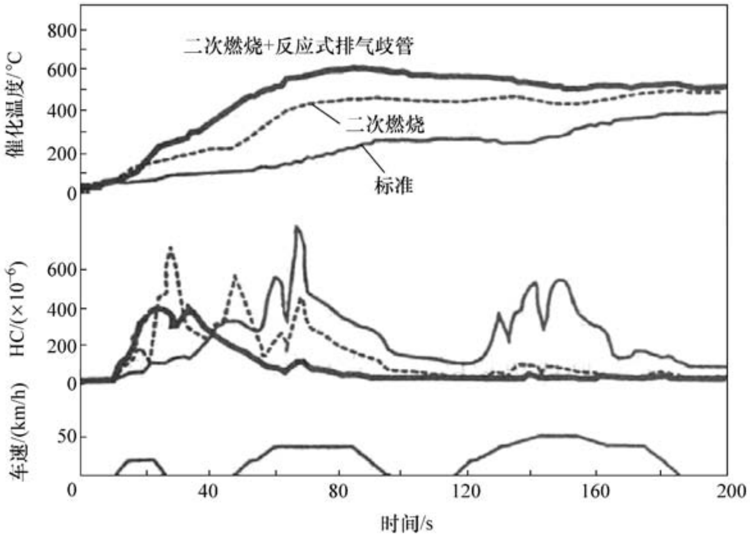


图 4-21　后喷射加快催化转化器升温降低 HC 排放

4.2　丰田涡流－壁面蒸发分层燃烧直喷式汽油机

继 1996 年三菱汽车公司推出世界上第一款 GDI 现代缸内直喷式汽油机后，日

本丰田公司紧接着也推出了一款 2.0L 双顶置凸轮轴四气门直喷式汽油机。该机型采用了多项新技术，例如：采用涡流控制阀调节进气涡流强度的螺旋进气道、活塞顶具有渐开线线形的燃烧室凹坑，以及采用先进的电子节气门的发动机管理系统等。在分层混合气形成机理方面，也应用了一种创新的燃油壁面蒸发和水平涡流相结合的方法，其基本机理有点类似于 20 世纪 60 年代初德国 MAN 公司直喷式柴油机曾一度应用过的球形燃烧室“M 燃烧过程”。

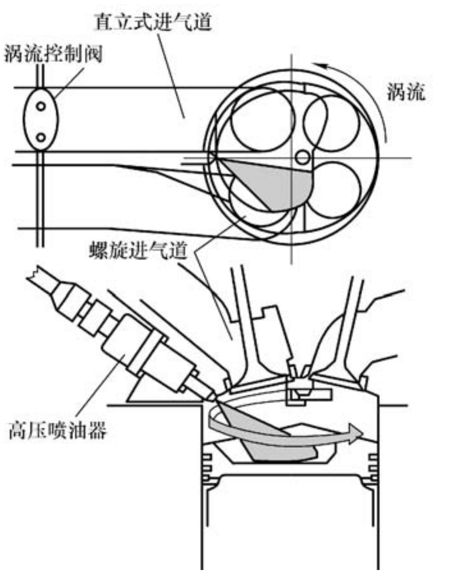


图 4-22　燃烧系统布置示意图

4.2.1　系统概况

图 4-22 示出了这种直喷式汽油机燃烧系统的布置示意图，表 4-5 列出了主要的技术规格，其主要有三个特点：

表 4-5　丰田直喷式汽油机的技术规格

排量/L	1.998
缸径/行程/(mm/mm)	86/86
形式	直列，4 缸，四冲程
每缸气门数	4
压缩比	10∶1
进气道	直气道和螺旋气道
喷油压力/MPa	12
喷油器形式	高压旋流式喷油器
汽　油	辛烷值 91（研究法）

- 活塞顶具有渐开线形状的燃烧室凹坑，以控制混合气形成和火焰传播。
- 高压旋流式喷油器实现燃油雾化的精确控制和混合气形成。
- 具有螺旋气道和直气道两个独立的进气道，并在直气道中装有涡流控制阀，用于开度调节螺旋气道的进气涡流强度，以控制缸内充量的运动和混合气形成。

同时，为了实现高燃油经济性、高动力性和低排放，在不同的发动机运行工况相应运用了 3 种不同的喷油模式，如图 4-23 所示：

- 晚喷射 —— 发动机部分负荷时，在压缩行程火花塞点火之前的一定时间间隔内，将燃油直接喷入气缸，形成超稀的分层混合气，而在火花塞周围具有较浓的易点燃混合气。
- 早喷射 —— 发动机高负荷时，在进气行程就将燃油直接喷入气缸，在整个气缸内充分扩散和蒸发形成化学计量比或略稀的均质混合气。

• 两段喷射 —— 在分层混合气和均质混合气两种运行工况之间的区域，则将燃油量分成两部分，分别在进气行程和压缩行程喷入气缸，从而获得准分层混合气。随着两部分燃油量比例的逐渐过渡变化，发动机从超稀分层混合气运行工况向稀薄或化学计量比均质混合气运行工况逐渐转换，确保发动机输出转矩保持不变而平顺过渡。

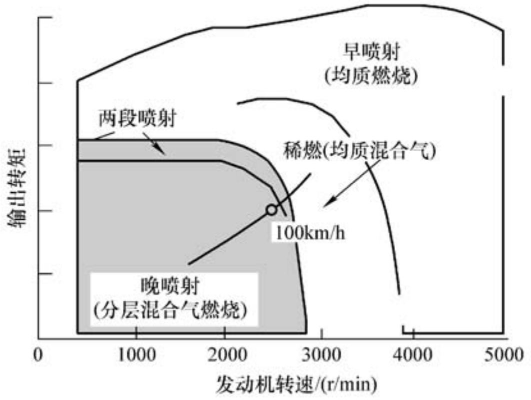


图 4-23　丰田直喷式汽油机的喷油模式

为此，在以这 3 种混合气运行的区域之间，需要节气门不连续地开启，也就是说分层混合气运行时需要将节气门开得比均质混合气运行时更大一些，因为分层混合气运行时要形成超稀混合气（空燃比大于 30），因此只有采用电子节气门系统才能满足这样的要求。此外，吸附式 NO_x 催化器在还原 NO_x 时所需的浓混合气供应，以及汽车制动系统所需的真空度控制，也需要用这种先进的电子节气门控制系统。

由于分层混合气燃烧时会产生较高的 NO_x 原始排放，因此采用电控废气再循环（EGR）系统来降低机内原始 NO_x 排放，同时应用吸附式 NO_x 催化器进行排气后处理，以进一步降低汽车尾气中的 NO_x 排放，满足废气排放法规的要求。吸附式 NO_x 催化器被置于汽车地板下，使其在汽车通常的行驶条件下温度保持在 250 ~ 450℃，此时 NO_x 催化器具有最高的净化转化效率。此外，因以超稀分层混合气运行时排气温度相当低，因此还需采用闭环控制的三效氧化催化器来满足降低 HC 排放的要求。

图 4-24 示出了这种直喷式汽油机电控系统的示意图。在传统进气道喷射汽油机的管理系统中，确定输出信号（喷油量和喷油正时）是最关键的环节，通常是由电控系统根据进气空气质量流量计或进气歧管绝对压力传感器的输出信号来计算每循环的进气量，因为它是进气道喷射汽油机运行工况最重要的信息。但是，对于缸内直喷式汽油机而言，在以分层混合气运行时进气几乎无节流，因此在发动机实际运行时，每循环的进气量就变得不是那么重要了，决定喷油量最重要的信号是驾驶人踩下加速踏板的角度（代表驾驶人此时所要求的发动机输出转矩，即所谓的“转矩控制方式”，而并非是进气歧管压力或进气质量流量，这种方法与柴油机的控制方法十分类似。所有其他参数则取决于喷油量和发动机转速。

4.2.2　分层混合气的控制策略

（1）燃烧室的设计

直喷式汽油机实现分层混合气运行最重要的任务是在火花塞周围适当的部位和

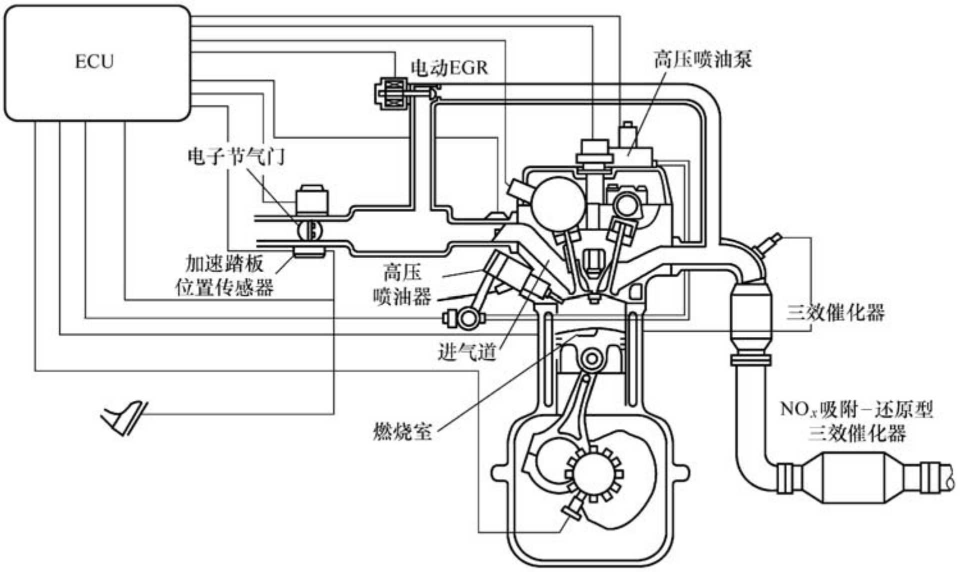


图 4-24　丰田直喷式汽油机管理系统

适当的时间形成易点燃的可燃混合气。图 4-25 示出了这种直喷式汽油机分层混合气形成的方法。在图 4-25 中，活塞顶上具有特殊形状（渐开线）的燃烧室凹坑，位于空气涡流运动上游较窄的区域（a）是混合气形成的主要区域；位于空气涡流运动下游较宽的区域（b）是主要的燃烧空间，用于促进混合气的快速扩散；设计成渐开线形的壁面（c）是为便于蒸发的燃油流向火花塞。燃烧室凹坑的深度和壁面角度也进行了优化，以适合于混合气的形成，同时防止空燃混合气不必要的扩散而逸出燃烧室凹坑。

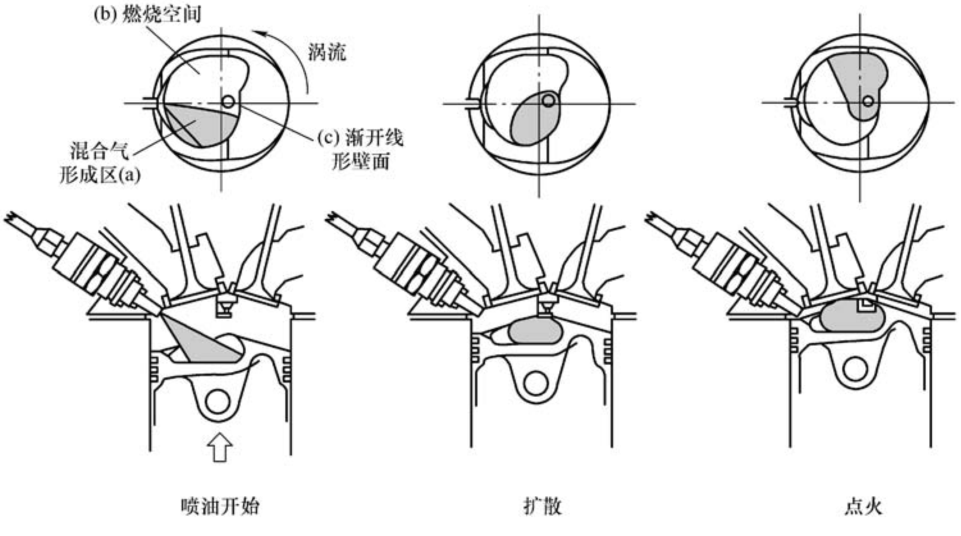


图 4-25　丰田直喷式汽油机分层混合气形成方法

燃油在压缩行程期间以特定的方向喷向燃烧室凹坑壁面，应避免沾湿火花塞，并在喷射压力的贯穿力和空气涡流的作用力下，沿着凹坑的渐开线形壁面向火花塞方向铺展，在此阶段期间燃油受周围空气和燃烧室凹坑壁面的传热而蒸发。

（2）带涡流控制阀的螺旋进气道

丰田公司专门为这种直喷式汽油机开发了带涡流控制阀的螺旋进气道装置。该装置包括两个彼此独立的直气道和螺旋气道，直气道的上游装有涡流控制阀，它由直流电动机驱动，可根据发动机运行工况的需要而改变开度。当涡流控制阀完全关闭时，涡流比大约为2.1。涡流控制阀的开度脉谱图如图4-26所示。高负荷时，采用在进气行程期间的早喷射，涡流控制阀完全关闭以获得强的空气涡流，形成均匀的化学计量比或略稀的混合气；而在部分负荷时，涡流控制阀部分开启，通过控制涡流强度和喷束方向的匹配优化混合气的形成。

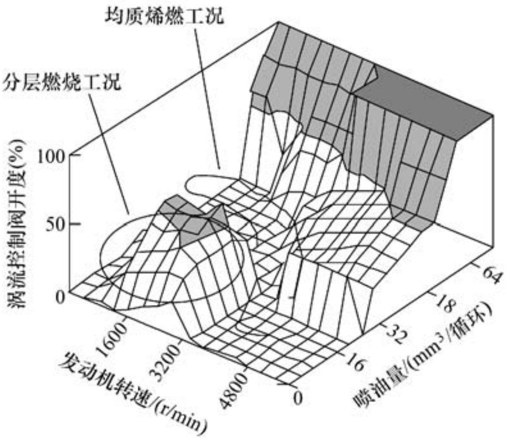


图4-26　涡流控制阀开度脉谱图

（3）高压喷油系统

丰田公司在宽广的喷油压力范围内，对旋流式和孔式喷油嘴的燃油喷束特性对分层燃烧的影响进行了详细的研究。研究结果证实，应用这两种喷油嘴的喷射油束都能获得稳定的分层燃烧，其稳定性主要依赖于燃油喷束特性与活塞顶燃烧室凹坑形状的配合，以及随发动机运行工况而变的空气涡流运动强度。但是，由于旋流式喷嘴的燃油喷束具有较大的扩散度和较小的油滴尺寸，因此能应用比孔式喷嘴低的喷油压力，这对于实际的喷油系统来讲是一个有利的因素，因此最终选用了旋流式喷油嘴（图4-27左）。其喷油压力为12MPa，喷射方向偏离火花塞（见图4-25），并且喷油正时－点火正时之间应根据发动机运行工况选择相应合适的时间间隔，以使燃油有足够的时间蒸发。

在大气压力下喷射开始后3ms时所拍摄的燃油喷束照片（图4-27右）证实，燃油喷束的雾化良好，形成了较窄的锥角，适合于这种以壁面蒸发为主的混合气形成方法。图4-28是燃油喷束油滴索特平均直径（SMD）与喷油压力之间的关系曲线，油滴直径随着喷油压力的提高而减小。当喷油压力高于12MPa后，油滴直径的减小趋于平缓，这表明喷油压力选择12MPa是合适的。

（4）混合气的形成

图4-29是用CCD照相机通过火花塞孔在燃油开始喷射后1～4.0ms期间拍摄到的缸内燃油喷束和混合气扩展过程照片。从照片中可以清楚地看到，燃油喷束通

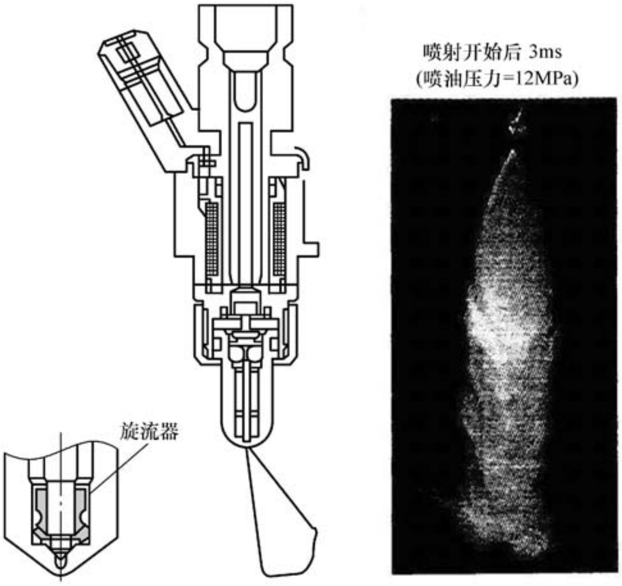


图 4-27　旋流式喷油器及其喷束形状

过混合气形成区（图中下部）抵达燃烧室凹坑壁面，然后沿着壁面向燃烧区扩散（图中上部）。图 4-30 是根据缸内气体取样分析结果绘制出的缸内混合气空燃比分布图，其中气体取样时刻为压缩上止点前 16°，正好在点火时刻之前。从图中可以看出，此时的混合气分层良好，确保了点火前在火花塞周围形成较浓的易点燃混合气。

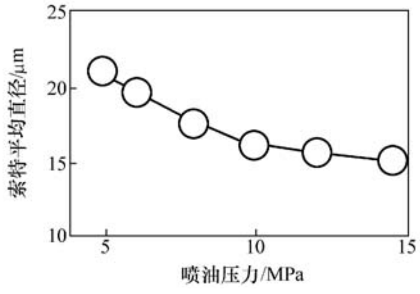


图 4-28　不同喷油压力下的油滴直径

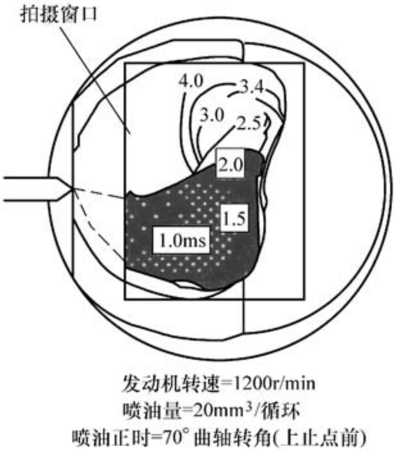


图 4-29　分层充量运行时的喷束和混合气的扩展过程

4.2.3　燃烧特性

（1）部分负荷特性

根据图 4-31 所示出的缸内直喷式和进气道喷射汽油机的示功图可分析出这两种机型的燃烧特性，两者的燃烧过程分别在空燃比为 27 和 14.7（化学计量比）下进行。从图中可以看出，虽然前者的空燃比几乎是后者的 2 倍，但前者的燃烧速度快且运行稳定，而且由于直喷式汽油机具有较高的充气效率，因而在压缩行程初期就具有较高的气缸压力，燃烧开始后的放热率也明显较高，继而达到更高的峰值压力，所以它具有较低的泵吸损失和较高的燃烧效率。

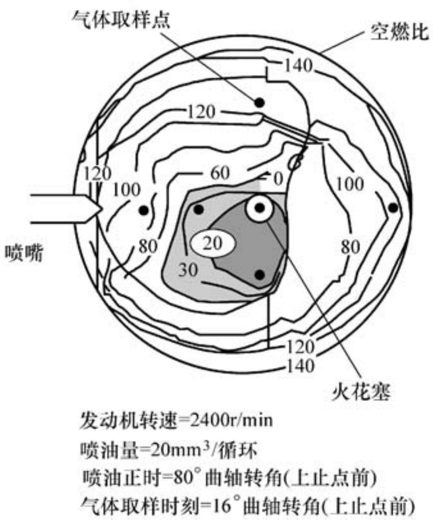


图 4-30　缸内混合气空燃比分布图（缸内气体取样分析结果）

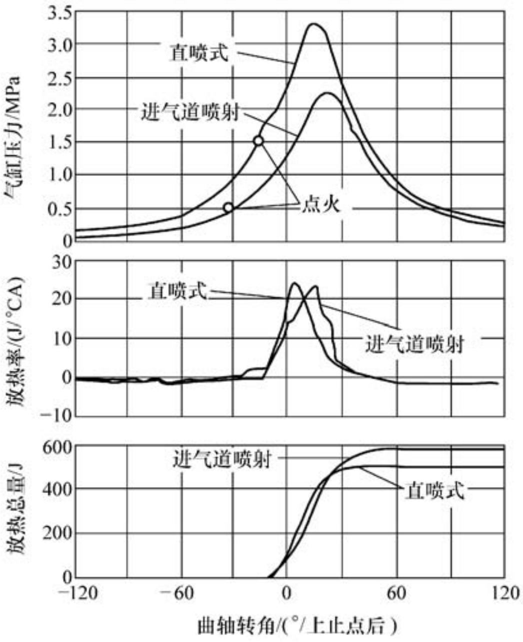


图 4-31　缸内直喷式和进气道喷射汽油机示功图的比较

图 4-32 示出了用高速摄影机通过特制的石英活塞从气缸底部向上拍摄到的这种直喷式汽油机气缸内的火焰传播过程，照片分别是在燃烧质量分数为 10%、50% 和 90% 时拍摄的。从上面 3 张采用晚喷射模式空燃比为 40 的分层混合气燃烧时拍摄的照片可以看出，火焰主要在燃烧区的涡流下游扩散。在燃烧早期，可看到蓝色火焰（图中较暗的火焰区域）包围着光亮火焰，这表明火焰扩散比较稳定。火焰根据活塞的形状（燃烧空间比混合气形成区更大）通过与周围空气的混合而加速扩散。为了进行比较，将早喷射模式的化学计量比均质混合气燃烧的火焰扩散相对应地示于该图下部。此时，燃油在进气行程就喷入，其火焰起初也主要在燃烧区内加速扩散，继而很快就扩散到整个气缸内，其蓝色火焰充满了大部分气缸，这表明缸内成功形成了均质混合气，虽然此时喷油量几乎是分层混合气燃烧时的 2.5 倍。

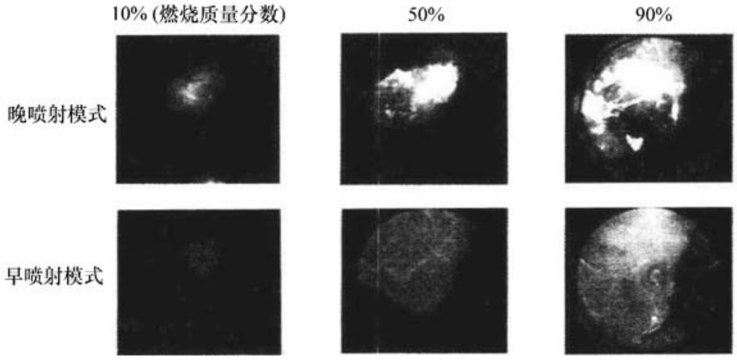


图 4-32　直喷式汽油机早喷射和晚喷射运行时典型的火焰传播过程

此外，丰田公司还试验研究了分层混合气燃烧的稀燃极限和 NO_x 排放，如图 4-33所示。试验条件是发动机转速 1200r/min，喷油量 12mm^3/循环，空燃比随节气门开度和 EGR 率（图中带圈的数字）而变化。图中斜体数字表示分层混合气燃烧时相对于用化学计量比均质混合气运行的基本型发动机的燃油耗降低率。阴影区是转矩波动极限（由于混合气过浓而引起缺火）。该图说明发动机在节气门全开和空燃比高达 55 的条件下仍能稳定运行，且燃油耗降低了 30.3%，NO_x 排放也大大降低，当然效果并不如预混合稀燃发动机明显。在如此高的空燃比下稳定运行的事实表明，这种直喷式汽油机在部分负荷工况下确实能很好地在火花塞周围维持易点燃的分层的浓混合气，较为理想地实现了稀燃分层燃烧过程。

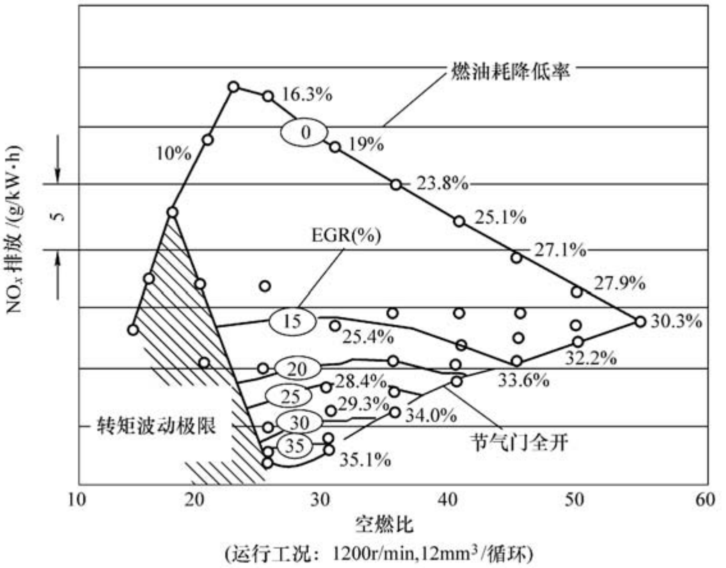


图 4-33　分层混合气燃烧特性

（2）中等负荷特性

因为随着负荷的增加，喷油量增大，若在火花塞周围存在过浓的混合气会生成大量的黑烟，因此分层混合气运行方式在高负荷区受到限制，只能采用均质混合气燃烧。但是，均质混合气运行与分层混合气运行所需要的空气量和节气门开度有很大的差异，这可能导致两种运行工况下发动机输出转矩波动明显。因此，在介于高低负荷之间的中等负荷运行工况区域采用前面所介绍的“两段喷射”就能解决这个问题，获得准分层混合气运行和稳定的转矩曲线，并且不会生成黑烟，如图 4-34 所示。

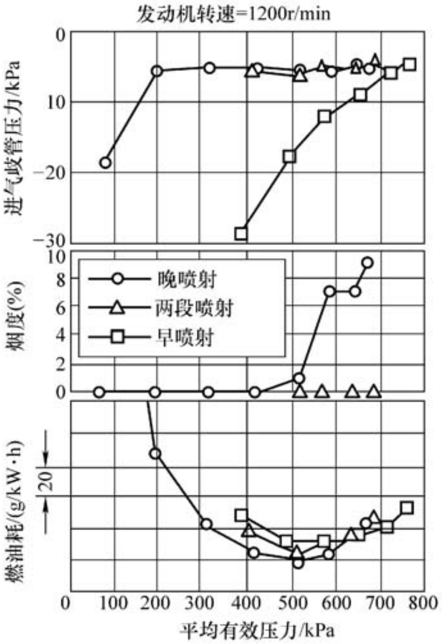


图 4-34　两段喷射的无烟运行

（3）高负荷特性

如前所述，高负荷时采用均质混合气燃烧。但是，为了实现低排放和高动力性能，其间根据运行负荷工况的不同分别采用稀燃、化学计量比混合气燃烧和加浓控制。

4.2.4　应用 EGR 和催化器降低 NO_x 排放

丰田直喷式汽油机采用 EGR 来降低机内的 NO_x 原始排放。EGR 对 NO_x 排放、燃油耗和转矩波动的效果见图 4-33。当 EGR 率增加到 35% 时，同时降低了 NO_x 排放和燃油耗，比无 EGR 的分层混合气运行时的 NO_x 排放降低了 88%，燃油耗比化学计量比均质混合气运行时降低了 35.1%，而转矩波动仍在允许范围内。但是，即使采用高 EGR 率，NO_x 排放的降低仍不足以达到日本 10 ~ 15 工况法 NO_x 排放限值的要求，况且在高负荷工况区喷油量大而无多余的空气，采用无 EGR 的均质混合气运行，因此这种直喷式汽油机还采用了吸附式 NO_x 催化器。采用这种吸附式 NO_x 催化器，即使在通常的稀燃巡航行驶工况下，有时也需要化学计量比或浓混合气来进行催化器的再生，因此同样必须消除浓混合气和稀混合气两种运行工况转换时发动机输出转矩的差异。在均质稀混合气运行时（在进气行程期间喷油），通过同步控制加浓喷油和推迟点火正时来获得不变的转矩输出。另一方面，在分层混合气运行期间，不仅要通过控制喷油量和点火正时，而且还要通过将喷油正时从压缩行程转换到进气行程以及较大的节气门开度变化和调整其他执行器（涡流控制阀和 EGR 阀等）才能获得不变的转矩输出。图 4-35 示出了在分层混合气运行期间是

如何实现浓混合气供应的，其中最明显的变化是空燃比（从 35 变化到 11）。从（a）过渡到（d）期间，喷油量、点火正时和节气门开度都是逐步变化的，以逐渐消除转矩的差异，使得发动机从分层混合气运行状态逐渐平顺地转换到均质混合气运行状态。运行状态转换时，喷油模式也要在压缩行程（晚喷射）－进气/压缩行程（两段喷射）－进气行程（早喷射）之间反复转换。

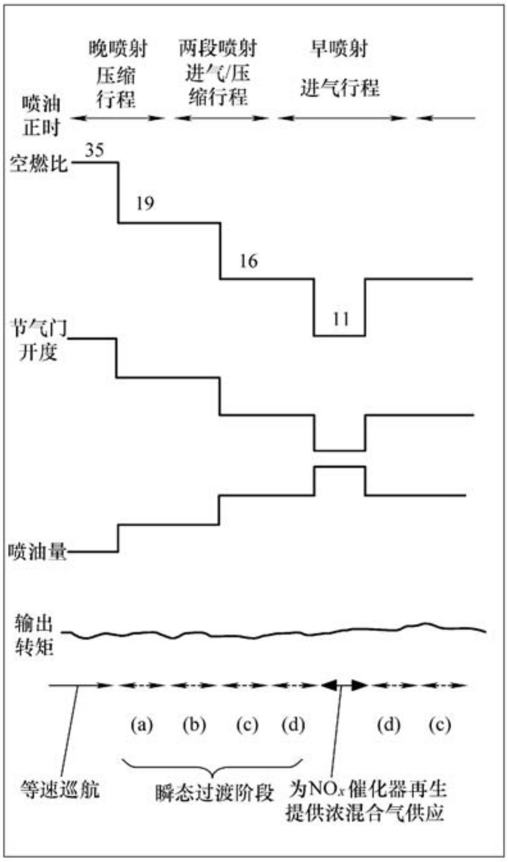


图 4-35　为 NO_x 催化转化器再生提供浓混合气的控制过程

4.2.5　节气门控制系统

从理论上讲，在部分负荷工况区分层混合气运行可以不用节气门，但是由于以下原因实际发动机必须使用节气门：

- 应用 EGR 降低 NO_x 排放必须用节气门来控制进气歧管的真空度，以便能在一定的压差下获得适应于运行工况的再循环废气流量。
- 低负荷运行时若没有节气门的控制，排气温度会非常低，降低催化器的净化转化效率。
- 最重要的原因是分层燃烧的直喷式汽油机在冷起动和高负荷工况下必须以均质混合气运行，因而传统的机械式节气门很难满足开度范围很大的要求。
- 汽车上传统的制动系统制动时需要真空度。

因此，这种直喷式汽油机必须采用电子节气门控制系统。这种电子节气门用直流电动机驱动，由发动机的电控单元（ECU）来控制，在机械上与加速踏板无关，即将节气门的开度与发动机输出转矩的需求完全分开。

图 4-36 示出了这种直喷式汽油机在 1600r/min 转速下暖机前后的节气门开度特性。暖机前，发动机完全以均质混合气运行，与传统发动机相类似。暖机后，发动机从分层混合气运行转变到均质混合气运行。如图所示，无论在分层混合气（晚喷射）或均质混合气（早喷射）阶段，所需的节气门开度都要比暖机前的大，而且还可以看到在从晚喷射向早喷射过渡时节气门开度的不连续性以及两段喷射的影响。这种开度特性只有应用电子节气门系统才能实现。

4.2.6　排放和燃油经济性

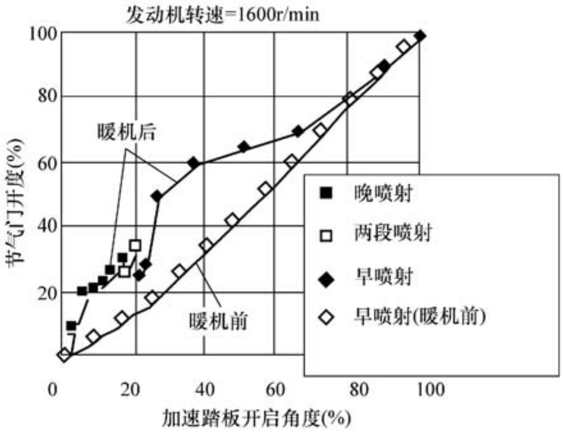


图 4-36　暖机前后节气门开度特性

表 4-6 列出了从装有四速变速器和测试标准 1250kg 的汽车上测得的日本 10～15 工况法的废气排放和燃油耗数据。与搭载传统 2L 汽油机的汽车相比，搭载这种直喷式汽油机的汽车的燃油经济性提高了 35%，其中 22% 是由分层稀燃运行所获得的，其余则是通过改进自动变速的控制部分而获得的。按日本 10～15 工况法测得的原始 NO_x 排放（无 EGR 和 NO_x 催化器）高达 1.85g/km，采用 EGR 后 NO_x 排放降低了 67%，达到 0.6g/km，而使用 NO_x 催化器后则降低到 0.10g/km。使用吸附式 NO_x 催化器需要定时供应浓混合气进行再生，这将损失约 2% 的燃油经济性，但考虑到降低 NO_x 排放的需要尚可接受。至于 HC 和 CO 排放，则由传统的三效催化器的氧化作用来净化。

表 4-6　日本 10～15 工况法废气排放和燃油经济性的比较

	燃油经济性 /（km/L）	HC /（g/km）	CO /（g/km）	NO_x /（g/km）	试验工况 EGR	催化器
传统汽油机	13.0	—	—	—	—	—
直喷式汽油机（新开发）	17.5	0.10	0.05	0.10	○	○
直喷式汽油机（有 EGR，无催化器）	17.8	2.75	3.56	0.60	○	—
直喷式汽油机（原始 NO_x 排放）	17.8	—	—	1.85	—	—
排放标准	—	0.25	2.10	0.25	—	—

4.3　欧宝均质燃烧直喷式汽油机

Fiat－GM－Opel 动力总成公司（以下简称欧宝公司）在开发其 2.2Ecotec 进气道喷射汽油机时就十分重视降低发动机的摩擦，因此要进一步降低其燃油耗必须借助于缸内汽油直接喷射改善热力工作过程来实现。在 2.2Ecotec 进气道喷射汽油机的基础上开发出的该公司第一台全铝 2.2Direct Ecotec 直喷式汽油机，标定功率提

高 6%，最大转矩提高 8%，低速转矩提高 6% ~10%，燃油耗降低 6%，并且当时就达到了欧 4 废气排放标准。这种直喷式汽油机首先搭载于欧宝（Opel）公司的 Signum 和 Vectra Caravan 轿车。

以下介绍该机的创新发展及其与进气道喷射机型的比较，特别是阐明放弃分层燃烧而仍沿用均质燃烧的缘由。同时，该机还采用了喷油器分组，并借助于宽带氧传感器测量各缸过量空气系数来实现“气缸平衡功能”。

4.3.1　技术方案的选择及其性能比较

车用汽油机可能的节油措施已众所周知，对于 2L 左右排量的发动机配装中级轿车而言，为了降低燃油耗，汽油缸内直接喷射是一种较适用的方案。

借助于高压燃油喷射系统，并与针对性地组织进气空气运动相结合，能实现稳定的充量分层，可以燃烧过量空气系数 $\lambda > 2$ 的稀混合气。虽然按机动车排放测试循环（MVEG）试验的燃油耗降低了 25% 以上并不是单靠分层燃烧实现的，但缸内汽油直接喷射在宽广的稳定运转工况范围内还是能获得两位百分数的节油潜力。同时，在稀燃排气后处理领域内已取得重大进展，通过采用吸附式 NO_x 催化转化器进行间歇式的 NO_x 排气后处理，在稀燃工况下 NO_x 排放降低了 90% 以上。

欧宝公司原本打算在 2.2L 全铝进气道喷射汽油机基础上推出一种分层燃烧的直喷式汽油机型。当时按照欧洲测试循环确定的功率、转矩和燃油耗目标值均已全面达到，但是分层燃烧方案的主要缺点是实际的节油效果十分依赖于驾驶人，并且使用吸附式 NO_x 催化转化器及其温度控制成本相对比较昂贵，同时当初欧洲的无硫汽油（这是使用吸附式 NO_x 催化转化器的前提条件）供应又受到限制，再加上分层燃烧运转不良的噪声特性有损于舒适性。欧宝公司对该系统的成本/效益比和有关的风险重新进行了评价，同时对当时开发结果的分析表明，直喷式汽油机采用均质燃烧在怠速、部分负荷和瞬态运转工况下，已可达到相当显著的节油效果，因此最终决定在量产中直喷式汽油机暂不采用分层充量燃烧的技术方案而采用均质燃烧方式。这两种技术方案的性能指标及其与进气道喷射机型的比较列于表 4-7。

表 4-7　技术方案及其性能比较

发　动　机	2.2 Ecotec	2.2 Direct Ecotec （研制样机）	2.2 Direct Ecotec
混合气形成	进气道 顺序喷射	直接喷射 分层燃烧	直接喷射 均质燃烧
最大转矩/N·m	203	210	220
最大功率/kW	108	110	114
MVEG－B 测试循环燃油耗 （以 Vectra 2.2L 进气道 喷射车型为基准）	100%	－10%	－6% （重点是用户实 际使用燃油耗）

4.3.2 结构简介

新的2.2L全铝直喷式汽油机的立体剖视图及其左侧面和前端的布置图分别示于图4-37和图4-38，其主要技术规格列于表4-8。

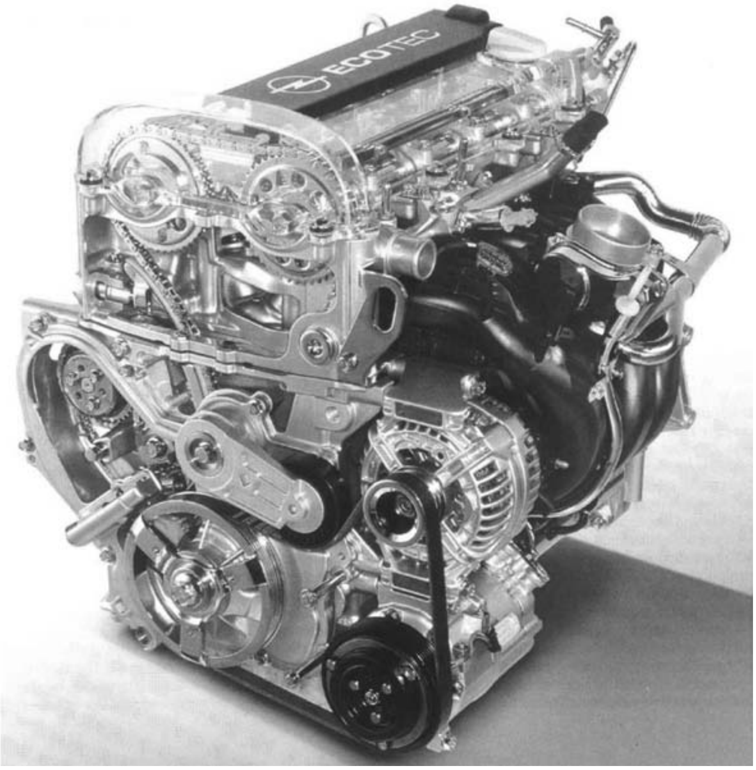


图4-37 欧宝2.2Direct Ecotec直喷式汽油机

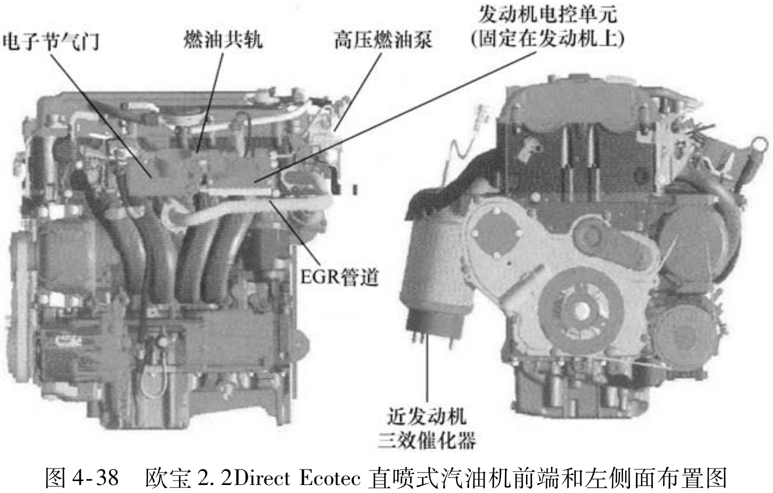


图4-38 欧宝2.2Direct Ecotec直喷式汽油机前端和左侧面布置图

表 4-8　Ecotec 汽油机主要技术规格

发动机型号	2.2 Ecotec	2.2 Direct Ecotec
混合气形成	进气道顺序喷射	缸内直接喷射
排量/mL	2198	
缸心距/mm	96	
缸径/行程/（mm/mm）	86/94.6	
连杆长度/mm	146.5	145.5
曲柄连杆比	0.323	0.325
连杆轴颈直径/宽度/（mm/mm）	49/20	
主轴颈直径/宽度/（mm/mm）	56/19.55	
活塞销直径/mm	20	
活塞质量/g	272	320
配气机构	双顶置凸轮轴、滚轮摇臂	
气门直径（进气/排气）/（mm/mm）	35．1/30.1	
气门升程（进气/排气）/（mm/mm）	10.04/10.04	
气门开启持续角 进气/排气/（℃A）	240/235	
进气/排气阀开度/（℃A）	116/103	120/107
压缩比	10.0	12.0
最大转矩/转速/（Nm/r/min）	203/4000	220/3800
标定功率/转速/（kW/r/min）	108/5600	114/5600
发动机电控系统	Delphi HSFI－2.2	Siemens SIMTEC 81
汽油标号（研究法辛烷值）	91/95/98	95/98
排气后处理装置	靠近发动机的三效催化器	
排放标准	欧 4	

该机与基本型进气道喷射汽油机的主要区别（图 4-39）在于：

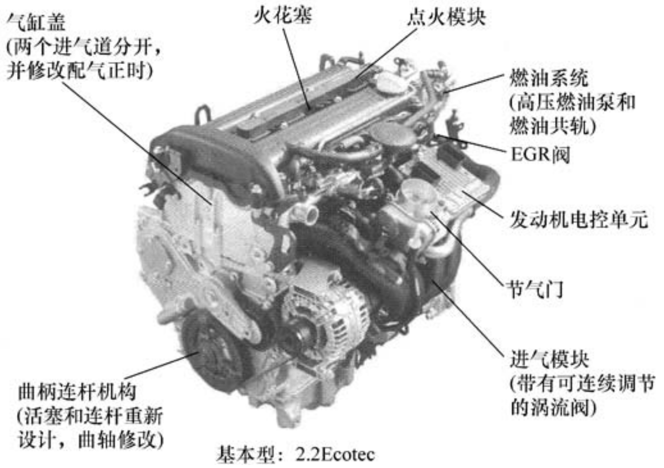


图 4-39　欧宝 2.2Direct Ecotec 直喷式汽油机与基本机型的主要区别

- 气缸盖中的两个进气道相互分开。
- 连杆和活塞重新设计。

- 带有涡流阀的进气模块。
- 高压喷油系统。
- 火花塞和点火模块。
- 用于直喷式汽油机的电控系统。

该机因采用均质混合气燃烧，其排气后处理系统可直接沿用原进气道喷射汽油机的。虽然该机型是为商用无铅汽油而设计的，但由于采用了高压缩比（12），因此不能使用91号（研究法辛烷值）汽油。

（1）气缸盖

2.2Direct Ecotec 直喷式汽油机的主要创新在于气缸盖组件。因负荷较高，气缸盖由 GK－AlSi9Cu3 铝合金用金属模铸造而成。每缸具有两个完全分开的进气道：切向气道和充气气道（图4-40）。借助于集成在充气气道中的涡流阀能将充气气道连续关小直至完全关闭，从而产生相应大小的涡流（图4-41）。在部分负荷工

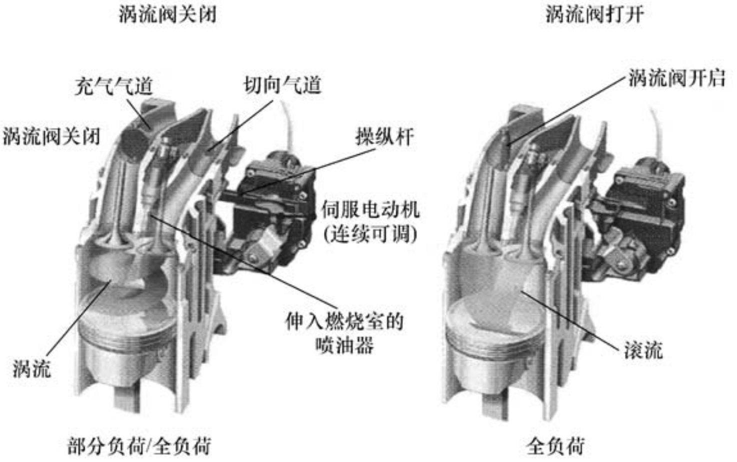


图4-40　气缸盖和燃烧系统

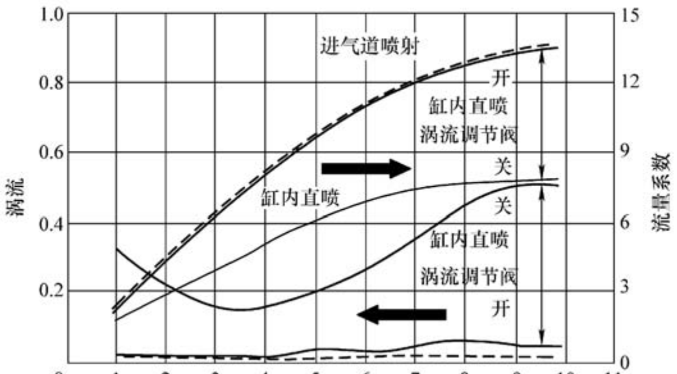


图4-41　涡流比和流量系数的比较

况就是以此来提高发动机对 EGR 的相容性和完全燃烧的速度的。全负荷工况时启用充气气道以改善空气供应。为获得高功率，当然两个气道要全部打开，此时得到与进气道喷射汽油机相同的空气流动特性。按照预先确定的脉谱图，电控系统根据运转工况调节涡流阀。喷油器安装在两个进气道之间，与水平成 47°夹角。

（2）活塞和连杆

为了适应由于发动机提高功率而产生的较大活塞负荷，连杆小头做成梯形，这样可使两个活塞销座靠得较近一点，活塞销也较短，整个活塞结构更坚固。活塞火力岸高度由 3mm 增大到 4mm，与此相应连杆长度缩短 1mm，由 146.5mm 改为 145.5mm。活塞顶做成平顶，从热力学观点来看是有利的，不易出现裂纹。图4-42 表示 2.2 Direct Ecotec 直喷式汽油机均质燃烧活塞与分层燃烧机型活塞的对比。

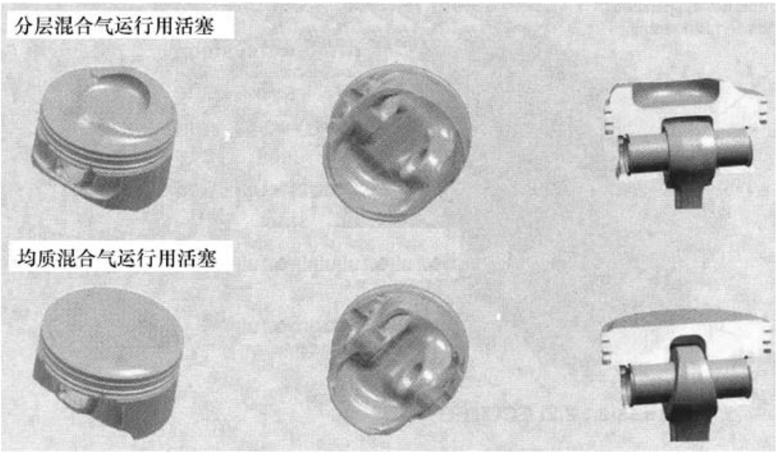


图 4-42　均质燃烧与分层燃烧机型活塞和连杆小头的比较

（3）进气模块与发动机控制

2.2 Direct Ecotec 直喷式汽油机的电控和混合气形成系统与传统的进气道喷射机型相比，在发动机电控单元、汽油直喷专用软件功能、燃油系统部件以及对进气模块的要求等方面有很大的差异。该机电控单元具有一个 16bit 微处理器，并带有 10bit A/D 转换器，在 11kB 内部 RAM 带有 CAN 总线接口情况下脉冲频率为 20MHz。由于工艺上的原因，电控单元安装在发动机进气模块上（见图 4-43、图 4-38 和图 4-39）。电控单元在振动加速度高达 30g 和环境温度高达 110℃的极端条件下成功地实现了最小的结构尺寸。喷油器的驱动放大器已被小型化并集成在电控单元中。

2.2 Direct Ecotec 直喷式汽油机的进气管由塑料制成，进气管长度和横截面经过专门设计，使得在较高转速时具有良好通流特性的同时又能提高低速转矩，达到了功率和转矩特性的开发目标。进气管上安装有节气门、涡流阀装置、EGR 管道、燃油箱通风阀和电控单元等部件组成进气模块（图 4-43）。

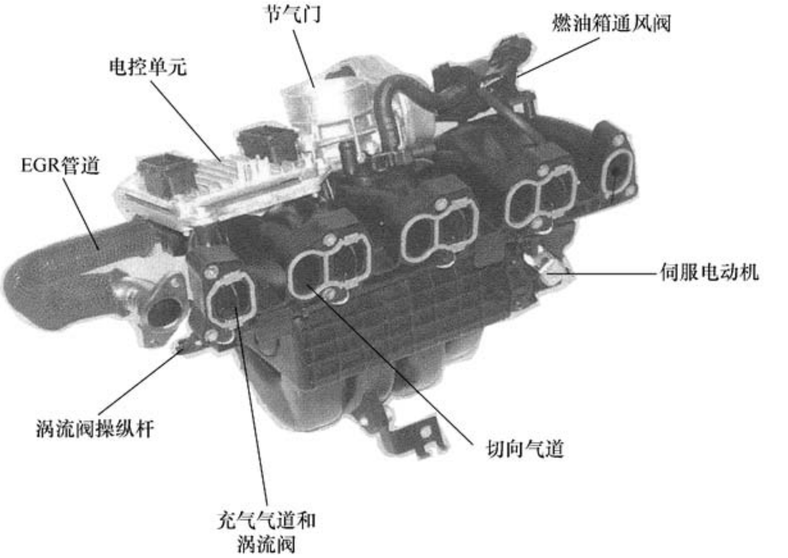


图 4-43　进气模块和电控单元

由于 EGR 再循环废气集中导入进气总管，因此必须确保塑料进气管的耐热性，经广泛试验后选用了许用温度高达 170℃的尼龙 6.6 作为进气管材料。

（4）燃油系统

2.2 Direct Ecotec 直喷式汽油机的高压喷油系统由高压燃油泵和带 4 个喷油器的燃油共轨组成，由集成在燃油共轨上的压力调节器和压力传感器共同调节系统压力（4～12 MPa）（图 4-44）。

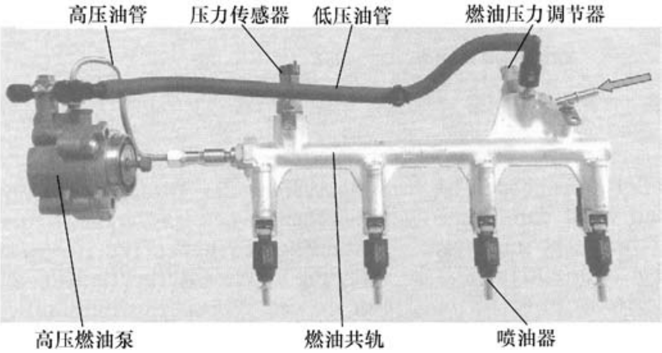


图 4-44　燃油喷射系统

高压燃油泵是 3 缸摆盘式轴向柱塞泵，它被分成密封的机油腔和由可动膜片隔开的燃油腔两部分。由凸轮轴驱动的摆盘使机油腔中的柱塞在导向套筒中作往复运动，将液压力传递到膜片上，在进排油单向阀的共同作用下将燃油输送到燃油共轨中。借助于压力调节器将共轨中的燃油按脉谱图调节到形成最佳混合气所要求的压力。高压燃油泵的输油流量为每转 0.58cm^3，这样即使在极端条件下，例如冷起动

和全负荷时也能确保燃油供应。无回油的低压系统按输油压力 0.42MPa 设计，即使燃油温度达到极限情况也能确保顺利地热起动。

燃油喷束的几何参数是直喷式汽油机混合气形成的一个重要因素。诸如喷束锥角（52°）、贯穿度、流量（8.86g/s）和油滴大小（索特平均直径 SMD < 16μm）等参数都在开发燃烧过程中予以优化。

4.3.3　性能开发

（1）怠速工况

与部分负荷不一样，怠速工况的点火时刻不是按最低燃油耗调整的。为了补偿突然的负荷需求，例如接通电器，点火时刻设定得较晚，以便可通过提前点火时刻就能迅速地满足额外负荷的需要（转矩储备），但此时必须保证即使在点火提前的情况下仍能获得稳定的燃烧。由于怠速工况的混合气浓度较低，燃烧室中的着火条件较差，怠速运转点特别关键，因而此时关闭充气气道，使得切向气道所产生的进气涡流能改善怠速运行时的着火条件。图 4-45 表示缸内直喷式汽油机（BDE）能将点火角提前大约 5°CA，而且即便如此，它到着火界限的距离仍比进气道喷射汽油机（MPFI）的大。怠速工况的燃油耗可由 0.66kg/h 降低到 0.53kg/h，相当于节油 20%。即使在点火时刻相同的情况下，缸内直喷式汽油机的燃油耗也比进气道喷射汽油机低 12%，其中 4.5% 是由于压缩比从 10 提高到 12 而使热效率提高得到的，其余的节油效果是由于较小的滞燃期和较短的燃烧持续期而使燃烧率的重心位置前移（与进气道喷射汽油机相差约 8°CA）。

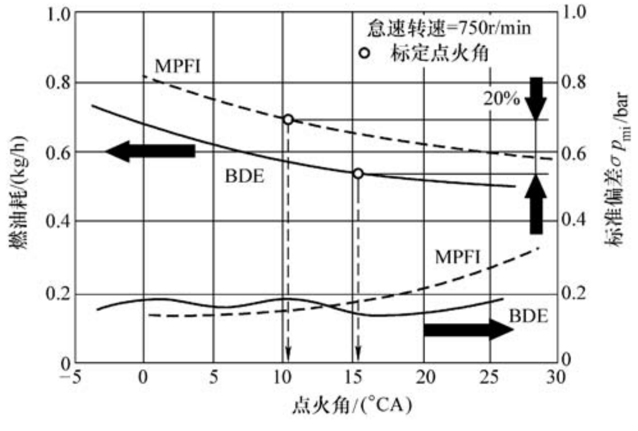


图 4-45　怠速运行工况点火角对燃油耗和燃烧稳定性的影响

在欧洲测试循环中大约有 8% ~10% 的燃油耗消耗在怠速运转阶段，因此怠速节油 20% 的效果就能使欧洲测试循环燃油耗降低 1.5% ~2%。

（2）部分负荷工况

燃油耗的降低首先是由于压缩比由 10 提高到 12 所致。通过控制涡流阀，进气涡流能连续调节，EGR 相容性得以改善。即使在 EGR 率相同的情况下，缸内直喷汽油机（BDE）在转速 2000r/min 和平均有效压力 0.2MPa 的标准工况下，燃油耗已经比进气道喷射汽油机（MPFI）大约低 4%。若 EGR 率再提高 10%，节油效果还能进一步提高 2%，因此总的节油效果可达 6%（图 4-46）。与竞争机型相比，2.2 Direct Ecotec 直喷汽油机 352g/kW·h 的比油耗在 FEV 分布带中处于相当优势的地位（图 4-47），而且这种燃油耗优势可以扩展到宽广的运行工况范围内（图 4-48，以比功相比较），其最低比油耗只有 231g/kW·h。

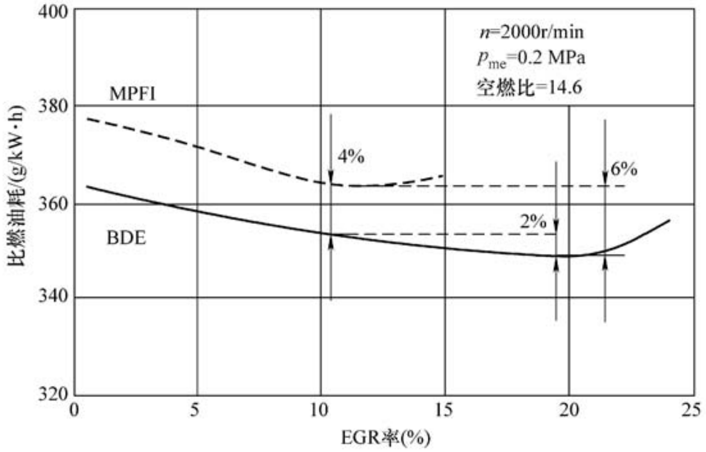


图 4-46　改变 EGR 率的节油效果

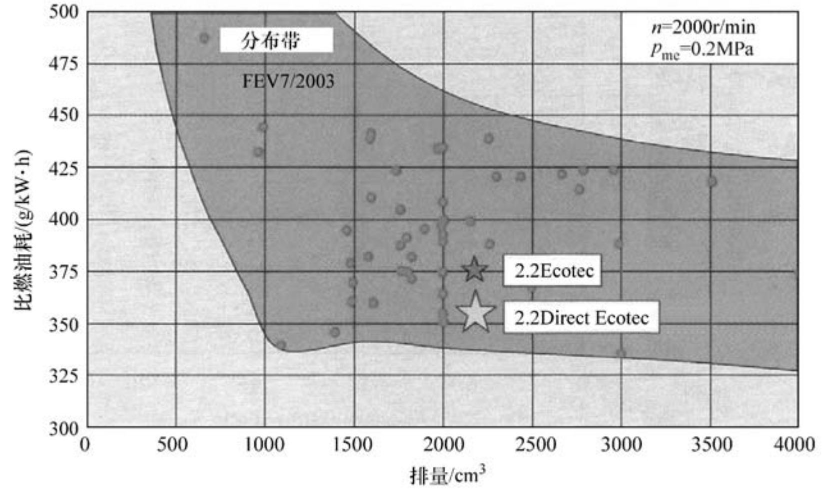


图 4-47　2.2 Direct Ecotec 直喷式汽油机在 FEV 分布带中的燃油耗优势

原来的 2.2 Ecotec 进气道喷射汽油机是按低 HC 排放设计的，喷油器在气缸盖

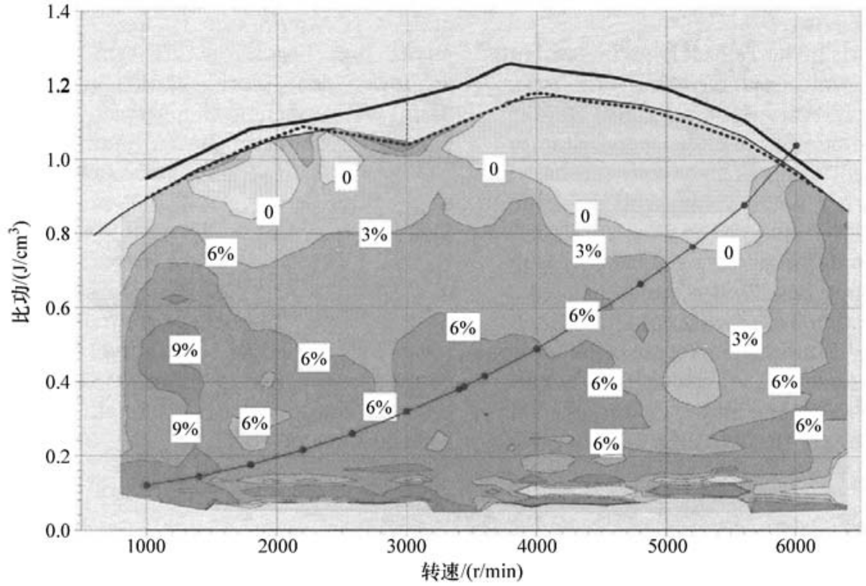


图 4-48　缸内直喷式机型相对于进气道喷射机型的节油效果

上的位置、尽可能避免或减小燃烧室中的有害容积以及适当的压缩比等都有助于降低 HC 排放，因此无论与公司内还是与公司外的同类机型相比，这种进气道喷射汽油机在 HC 排放方面都具有优势。而缸内直喷式机型的开发侧重于提高功率和降低燃油耗，因而虽然因其高压缩比和高 EGR 率等系统条件的限制并没能达到进气道喷射机型那样好的 HC 排放水平，但与竞争机型相比仍处于中等水平，而由于 EGR 率较高，NO_x 排放水平较低。

由于结构类型的限制以及燃油系统压力高（4～12MPa），喷油时间较短，缸内直喷式汽油机的喷油器在新的状态下已显现 ±5% 的流量误差，而且在使用过程中，由于机械老化和喷油嘴积炭，各缸的喷嘴流量特性会有所变化，从而影响到燃油耗、驱动性能和废气排放。通过将喷油嘴按流量偏差分成三组，并采用一种新颖的“气缸平衡功能”，上述难题得以解决。这种新功能是借助于安装在催化转化器前的宽带氧传感器，在排气门开启后的某个曲轴转角窗口内测量各缸的过量空气系数。每缸用 150℃A 的曲轴转角窗口就能确保稳定地测出单缸混合气特性。图 4-49 显示了这种气缸平衡功能调节效果的实例。以将所有气缸一律调节至 $\lambda=0.99$ 为目标，测量开始时，气缸 2 和 3 的喷油量少了 10%，而气缸 1 和 4 的喷油量多了 10%。从测量一开始，各缸过量空气系数 λ 就立即进行平衡调节，5 min 以后就完成。气缸平衡功能把各缸之间的混合气的不均匀性修正到允许的程度，从而有助于获得长期良好的排放特性。

（3）全负荷工况

除降低燃油耗外，缸内直喷式机型还能提高功率，并特别重视提高中低速转

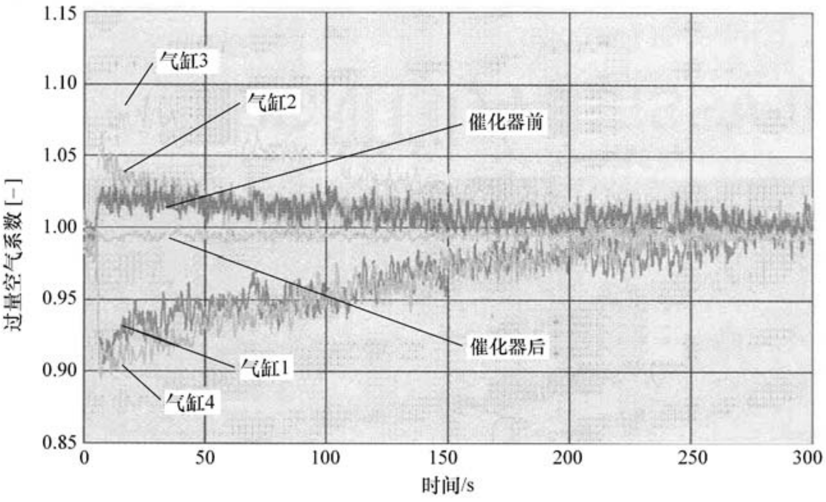


图 4-49　气缸平衡调节的效果

矩。图 4-50 表示能在整个转速范围内大大提高充量系数。在 3500r/min 以下的低转速范围内可连续调节的涡流阀有助于提高空气流量。

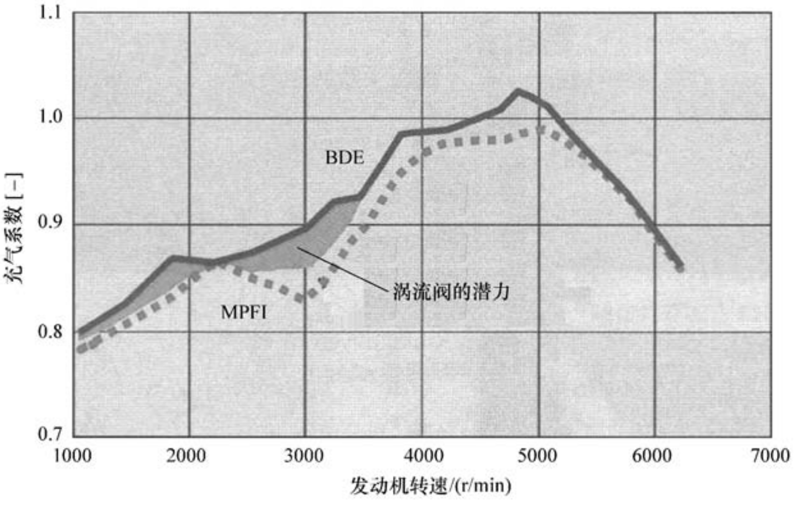


图 4-50　全负荷工况的充量系数（BDE = 缸内直喷；MPFI = 进气道喷射）

虽然空气流量提高了，同时还将压缩比提高了 2，但是与进气道喷射机型相比，直喷机型燃烧率图的重心位置还是平均推迟了 3°～5℃A（图 4-51），这在进气道喷射机型上相当于压缩比提高大约 0.5。其中，汽油缸内直喷的内部冷却效果起了作用，不但提高了充气系数，而且降低了爆燃倾向，最终提高了全负荷转矩。低速转矩提高 10%，最大转矩提高 8%，标定功率提高 6%，这就大大提高了汽车的动力性能。该图表明在宽广的转速范围内其全负荷特性曲线接近或超过 FEV 分

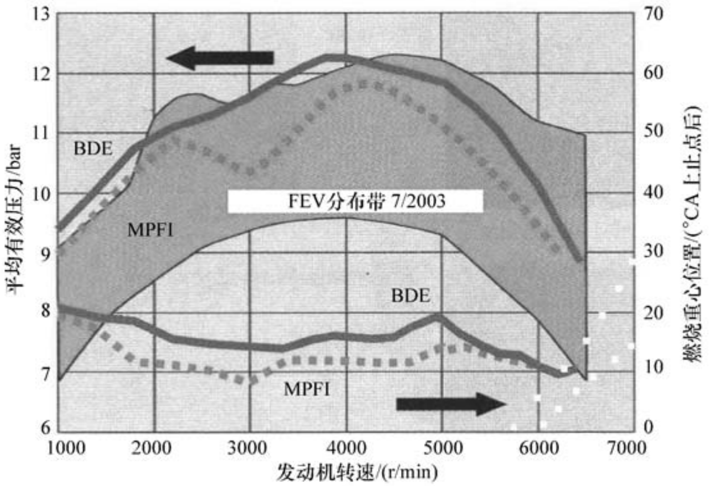


图 4-51　直喷式汽油机全负荷转矩在 FEV 分布带中的优势进气燃烧重心位置

布带上限。

（4）整车试验结果

2.2 Direct Ecotec 缸内直喷式汽油机当时就达到了欧 4 排放限值，在规定的机动车排放组合（MVEG－B）测试循环中燃油耗降低 6%，其原因是：

- 因压缩比高和 EGR 相容性好，汽车怠速和巡航时的燃油耗低。
- 借助于涡流阀有可能在催化转化器加温阶段用稀混合气暖机，有助于降低燃油耗。
- 汽车倒拖时没有附着在进气道壁上的燃油膜被吸入气缸。

如上所述，缸内直喷式汽油机的 HC 原始排放高于进气道喷射机型。由于有可能实现用稀混合气暖机以及与此有关的催化转化器迅速起燃，因此能采用与进气道喷射机型一样的靠近发动机的三效催化转化器总成，并达到欧 4 排放标准。因 EGR 率较高，NO_x 排放比进气道喷射机型低。

在开发这种直喷式机型时，比较重视“用户行驶工况”的燃油耗。对此，欧宝公司定义了三种用户行驶规范：“Frankfurt－2”“Taunus”和“High－Speed－Kurs”，它们分别模拟含有部分长途行驶的市内行驶（v_{max} = 100km/h）、含有部分高速公路行驶的国道和州属公路上的长途行驶（v_{max} = 140km/h），以及含有很大高速份额的高速公路行驶。通常是用一辆进气道喷射汽车和另一辆缸内直喷汽车在相同的边界条件下，按上述行驶规范进行测量。MVEG－B 测试循环试验、市内行驶试验和长途行驶试验能很好地重现台架试验降低 6% 燃油耗优势（表 4-9），而令人意外的是，在高速公路行驶中只节油 1%。测量记录的分析表明，“考虑气候和交通条件尽可能快速”的行车习惯促使驾驶人尽量利用功率潜力，从而使燃油耗的优势已成为提高驾驶乐趣的牺牲品。

表 4-9　在实际行驶循环中的节油效果

行驶循环	缸内直接喷射相对进气道喷射的节油效果（%）
“MVEG－B”	6.0
“Frankfurt－2”	6.8
“Taunus”	5.3
“High－Speed－Kurs”	1.2

综上所述，欧宝公司经过大量的试验研究后决定放弃分层充量燃烧方式，开发均质燃烧直喷式汽油机，通过提高压缩比，并借助于可调节的进气充量运动系统提高了 EGR 的相容性，使均质混合气燃烧直喷式汽油机获得了 6% 的节油效果，标定功率提高 6%，并提高了整个转速范围内的转矩，特别是提高了低速范围转矩 6%～10%，而且可直接沿用基本型进气道喷射机型的三效催化转化器，可使用廉价的普通无铅汽油，而无须使用专门的低硫汽油。该机精心选择的技术方案确实考虑到了综合经济效益，证实直喷式汽油机采用均质燃烧同样能达到既提高功率又节能减排的效果。

4.4　奔驰多次喷射直喷式汽油机

梅塞德斯－奔驰公司在其 M272 KE V6－3.5L 进气道喷射汽油机的基础上，开发出了 M272 DE V6－3.5L 直喷式汽油机，搭载于奔驰 CLS 350 CGI 轿车上，它是世界上首次应用压电控制喷油器，并采用喷油器中央布置的油束引导燃烧过程的直喷式汽油机。该机在更大的部分负荷范围内实现了充量分层运行，并以非常低的燃油耗而著称，同时其零部件与进气道喷射机型有很高的通用性，能在同一条自动装配流水线上生产。

该机型的开发目标是在提高行驶功率的同时降低燃油耗。热力学分析表明，与所有其他的方案相比，充量分层运行的直喷式汽油机显示出单一措施最大的节油潜力，并且与壁面或空气引导燃烧过程直喷式汽油机相比，油束引导燃烧过程的节油潜力最大。因此，M272 DE V6－3.5L 直喷式汽油机（图 4-52）采用了油束引导的燃烧过程，其主要特点在于压力高达 20MPa 的喷油系统，主要包括供油量可调节的高压燃油泵和压电直接控制的喷油器。为了充分挖掘这种新型的油束引导燃烧过程降低燃油耗的潜力，该机在部分负荷时采用充量分层（$\lambda>1$）运行，并借助于靠近发动机布置的三效催化器和布置在地板下的吸附式 NO_x 催化转化器进行废气后处理。为了在空气过量情况下调节废气后处理系统，在吸附式 NO_x 催化转化器前采用了温度传感器，而在吸附式 NO_x 催化转化器后采用了 NO_x 传感器。不言而喻，应用这种系统完全能够满足当前所有的废气排放标准限值的苛刻要求。

4.4.1　基础发动机

梅塞德斯－奔驰公司在改进设计成缸内直喷式汽油机时，采用进气道喷射的

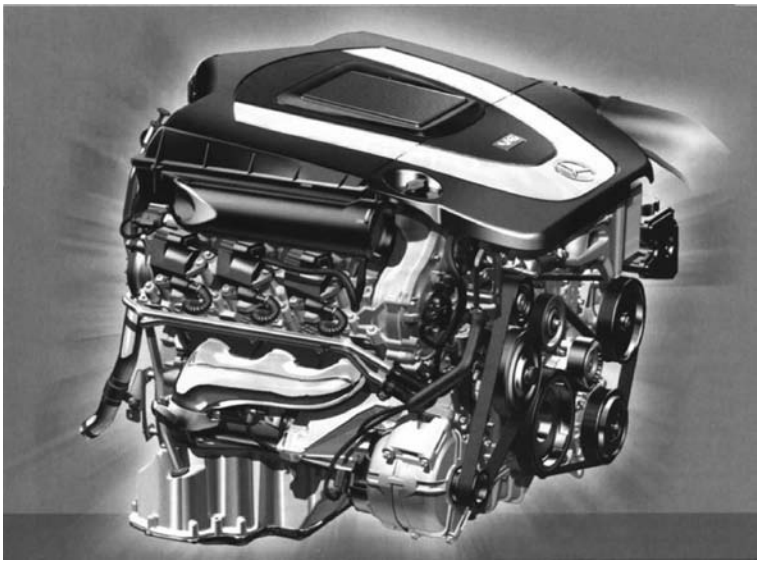


图 4-52　梅塞德斯－奔驰公司 M272 DE V6－3.5L 直喷式汽油机

V6 汽油机的基础部件作为模块化技术改进的基础。例如曲柄连杆机构、曲轴箱和热管理系统等在这两种机型上是相同的，而进气系统则按照提高的标定转速来匹配，但是在缸内直接喷射机型上，由于良好的燃油雾化和进气道的优化，不再使用滚流阀。同样，在这两种机型的发动机电子控制系统中采用了相同的控制软件结构，并为了满足燃油系统中进油计量式高压燃油泵的控制、修改点火正时，以及用于充量分层运行和废气后处理功能的要求进行了扩展。

以下介绍梅塞德斯－奔驰缸内直接喷射 V6 汽油机与采用进气道喷射的基本机型的区别。

（1）气缸盖

进气道喷射基本机型的结构特点示于图 4-53 左图：

- 金属模铸造的铝合金气缸盖。
- 四气门。
- 火花塞中央布置。
- 气门夹角 28.5°。
- 两根装配式凸轮轴装有凸轮轴相位调节器、滚轮式摇臂和固定式液压挺柱。
- 凸轮轴的上轴承座集成在压铸铝合金气缸盖罩壳中。
- 压缩比＝10.7。

缸内直接喷射机型的结构特点示于图 4-53 右图，与采用进气道喷射基本机型相比有以下区别：

- 压电喷油器中央布置。

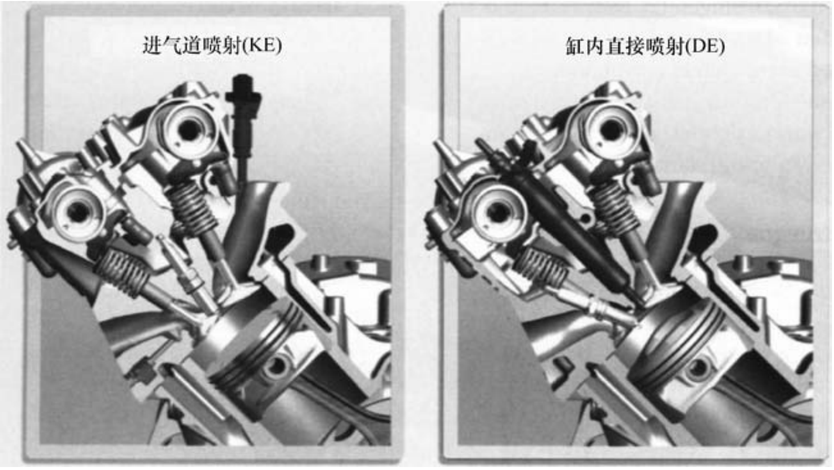


图 4-53　M272 进气道喷射（左）和缸内直喷式汽油机（右）气缸盖的比较

- 火花塞向排气门方向偏移。
- 压缩比 = 12. 2。
- 外部双路废气再循环。
- 20MPa 高压燃油系统，采用油量可调节的高压燃油泵。

气缸盖中的横流式冷却系统有利于降低排气侧的火花塞和中央布置的喷油器周边的温度。由于在结构设计阶段提前考虑了这种技术扩展的可能性，因此确保了这两种机型能够在同一条自动装配流水线上生产，可以根据市场的需求随时调整这两种机型的生产批量。

（2）燃油系统

这种直喷式汽油机采用三柱塞的径向柱塞高压燃油泵，而其供油量则按 3. 5L 汽油机较高的冷起动要求进行匹配。其燃油系统的构成示于图 4-54 上。燃油由发动机附近的汽车燃油装置供应，并在那里直接与从燃油冷却器回流的已被冷却的燃油混合。高压燃油泵由右排气缸的进气凸轮轴驱动，可将燃油压力提高到最高 20MPa，高压燃油输送到高压系统中的燃油分配器，其平均供油量差不多是平均喷油量的两倍，因而即使在喷油时共轨压力仍然能升高，这样就能达到一个均匀的共轨压力，在向所有气缸喷油时几乎是相同的。在燃油分配器旁边装有一个燃油压力调节器，用于在高压燃油泵泵油量恒定不变的情况下调节共轨中的燃油压力。一旦高压燃油泵转换到泵油量调节方式供油时，燃油压力调节器就关闭，仅仅起到一个安全阀的作用。高压燃油泵的油量调节阀将过剩的燃油旁通到低压侧，并从那里输往燃油冷却器。喷油器中的压电执行器要求限制这种无回油系统中所允许的最高燃油温度。为了在所有运转条件下使燃油温度都不超过允许的温度范围，必须要有一个燃油冷却器，将多余的燃油引入其中进行冷却。

所有与燃油接触的零件都用不锈钢或黄铜制成，不会受低质燃油的影响。燃油

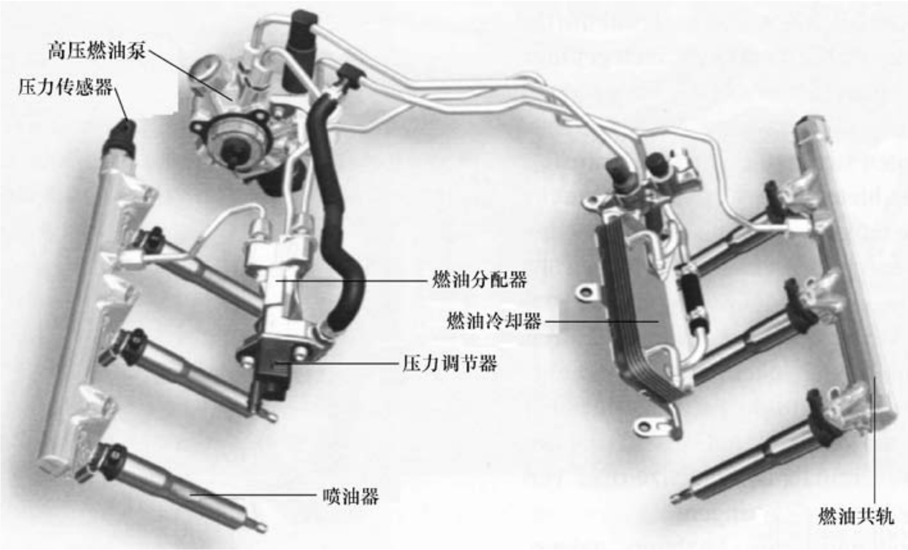


图 4-54　M272 DE 直喷式汽油机的燃油系统

共轨和高压燃油泵壳体都是机加工的模锻件。

除了燃烧过程和燃油系统的开发之外，发动机 NVH（噪声－振动－舒适性）特性的优化也是一项重要的开发任务，其中大部分又涉及喷油器及其在气缸盖上的安装条件。与电磁阀控制相比，压电控制的主要优点在于其喷油嘴针阀极迅速的开闭时间，但是喷油器的迅速开启和关闭对气缸盖结构产生了强烈的冲击，其加速度最大可达到 1000g。为此，除了在喷油器中及其周边范围内采取各种措施之外，对燃油共轨和气缸盖之间的固定夹紧条件也进行了优化，尽可能减少其机械噪声传入发动机结构中去。除此之外，所采用的 O 形圈解决方案能使共轨－喷油器组件获得特别有利的装配连接。

（3）压电喷油器

虽然与壁面或空气引导燃烧过程相比，油束引导燃烧过程的节油潜力最大，但是市场上用于壁面和空气引导燃烧过程的喷油器并不适用于油束引导的燃烧过程，因为后者的喷油器布置在气缸中央，与火花塞比较接近，要求喷油嘴具有较高的高温工作和抗结焦能力。因此，梅塞德斯－奔驰公司与博世公司合作共同开发专门适用于油束引导燃烧过程的新型压电喷油器，其针阀是向外开启的，即所谓的 A 型喷油嘴，并用压电执行器直接控制。

压电喷油器基本上由 3 个主要部件组成：喷油嘴部件、压电模块和补偿元件（图 4-55）。向外开启的喷油嘴位于喷油嘴部件内，它喷出的锥形油束的锥角为 85°，针阀行程约为 35μm。

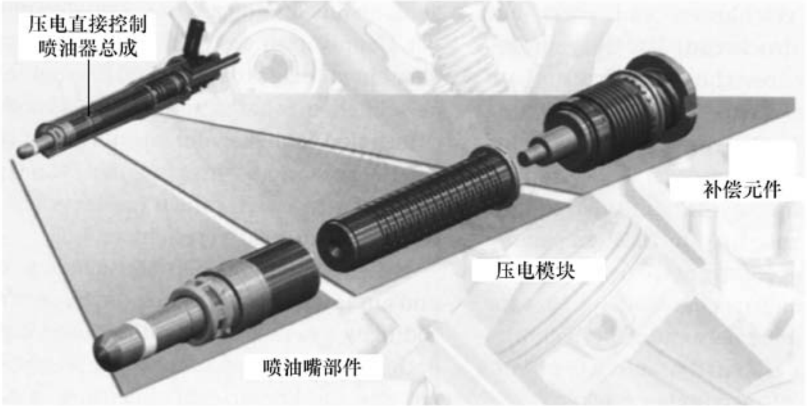


图 4-55　压电喷油器部件分解图

图 4-56 示出了采用米氏摄影法拍摄的，在充量分层运行背压下形成的油束雾化照片，这样的油束在各次喷油之间只有非常微小的波动，极有利于在火花塞附近形成稳定的分层混合气和火花塞的可靠点燃，确保油束引导燃烧过程的稳定运行。为了确保油束雾化品质，测试检验了各种特性参数，其中包括描述喷束随时间和空

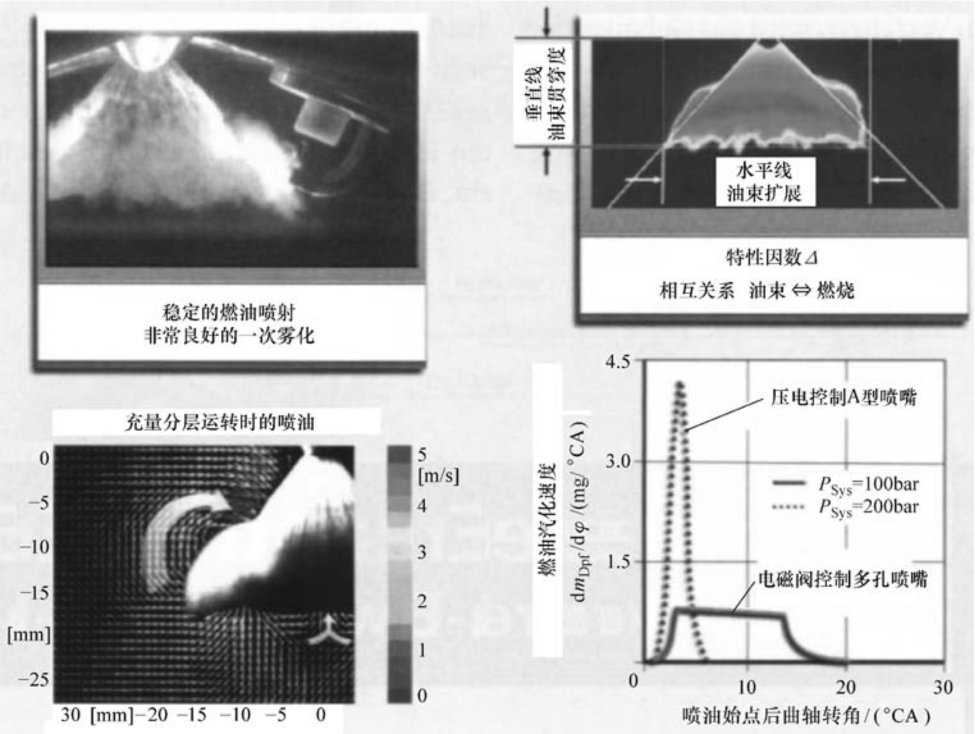


图 4-56　充量分层运行的燃油喷射及其油束的扩展和汽化速度

间扩展（在水平方向上的油束扩展和在垂直方向上的贯穿度）的特性因数 Δ（见图 4-56 右上图）。由于在 20MPa 燃油喷射压力下，向外开启的喷油嘴喷出的油束具有高的动量，在所有运转条件下都能够形成稳定的油束锥角，因此可以确保即使火花塞在空间位置上就在其附近，但并不会碰到油束核心，也不会被液体燃油润湿。由于油束与周边环境有很大的速度差，因此在压缩行程喷射的情况下能够形成局部稳定的边缘涡流区，而几乎与重要的喷射参数无关。同时，这种由喷射产生的油束感应流动引起了非常有利的空气掺入（图 4-56 左下图），因此在边缘涡流区内形成了易于着火的混合气。在空心锥形油束内部，也以相似的方式产生了空气掺入效应。不同喷油嘴的燃油汽化速度的比较示于图 4-56 右下图，显然在 20MPa 系统压力下，用向外开启喷油嘴喷射的燃油的汽化速度，要比在 10MPa 系统压力下，用多孔喷油嘴喷射的燃油的汽化速度快四倍。同样显而易见，由于向外开启喷油嘴喷射的燃油流量较大，喷射相同油量所必需的时间也要短得多，这与压电直接控制喷油嘴针阀迅速开闭的特点相结合，将显示出油束引导燃烧过程直喷式汽油机更多的燃烧过程优点。

上述介绍的试验结果证实，向外开启的喷油嘴和 20MPa 系统压力相结合，能够产生稳定的喷射油束，气缸中的主流流动和涡流对油束的影响是微不足道的，这是确保这种油束引导燃烧过程的直喷式汽油机，在各种转速和负荷工况下都能稳定运行的关键所在。

（4）废气再循环系统

在充量分层运行时采用 EGR 来减少 NO_x 的生成。废气从车厢前围板以后的左右两侧排气管路中取出，并分别各由一个伺服电动机或旋转电磁铁操纵的圆盘阀来计量和调节。伺服电动机上的霍尔传感器采集 EGR 阀的位置信号，该信号用于发动机电控单元对 EGR 阀进行位置调节，以确保在各种运行工况下再循环废气量的精度。这两个 EGR 阀被一起装配在一个共用的水冷却的壳体中。再循环废气经过 EGR 阀后，在节气门后面被引入进气管（图 4-57）。

4.4.2 多次喷油策略

与进气道喷射或壁面引导缸内直接喷射燃烧过程相比，梅塞德斯 - 奔驰公司开发的油束引导燃烧过程在热力学上具有明显的优越性。与 $\lambda = 1$ 运行的进气道喷射汽油机相比，缸内直喷式汽油机在充量层运行时具有明显更大的潜力。这主要是由于充量稀释大大降低了气体温度，这样在快速燃烧和减少壁面热损失的情况下能够提高热效率，而不像在量调节运转的汽油机上那样会导致废气损失的增大。除了实际的气体效应和换气损失降低之外，还由于良好的一次雾化改善了燃油的转化效率，并且在喷油策略和点火时刻方面具有较大的自由度，气缸壁面和活塞顶的润湿现象减少，燃烧也更快速更完全，因此能够获得有利的热力学燃烧重心位置，低的 HC 排放，同时发动机还能在更大的特性曲线场范围内实现充量分层运行。

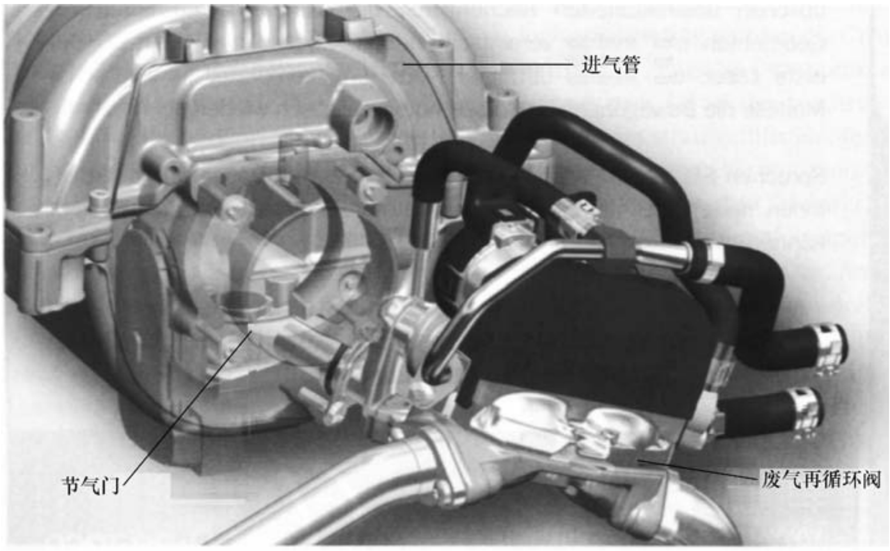


图 4-57　EGR 系统、EGR 阀和废气引入进气管

压电喷油器的开闭十分迅速，能够在发动机一个工作循环内，以非常小的间隔时间实现多次喷射，因此为各种喷射策略的转换提供了全新的可能性（图 4-58）。

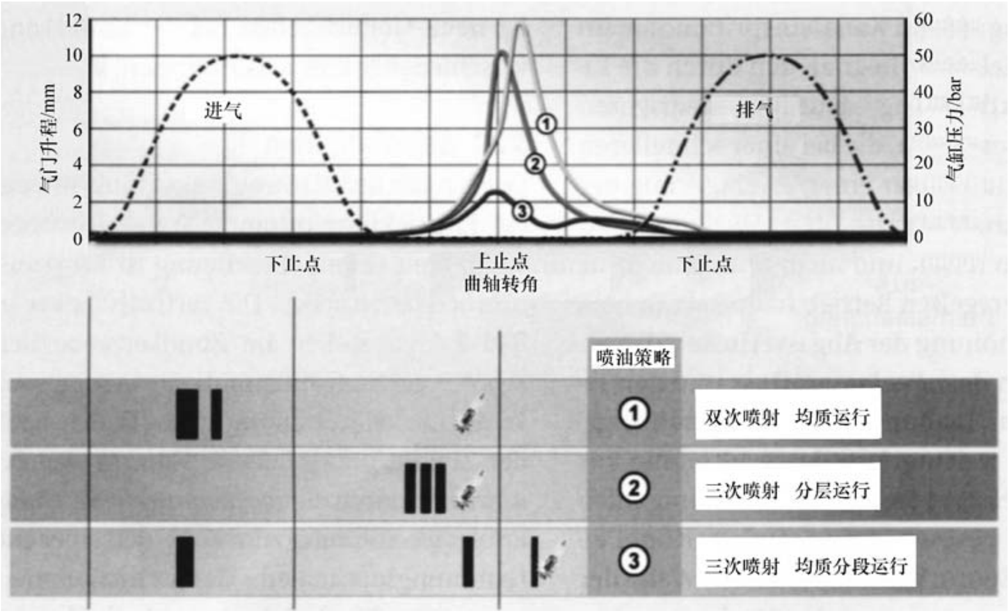


图 4-58　在均质和分层运行时以及催化转化器加热期间的喷油方式

（1）充量分层运行

在直喷式汽油机燃烧过程开发中应用了三维流动模拟计算。在图 4-59（见彩

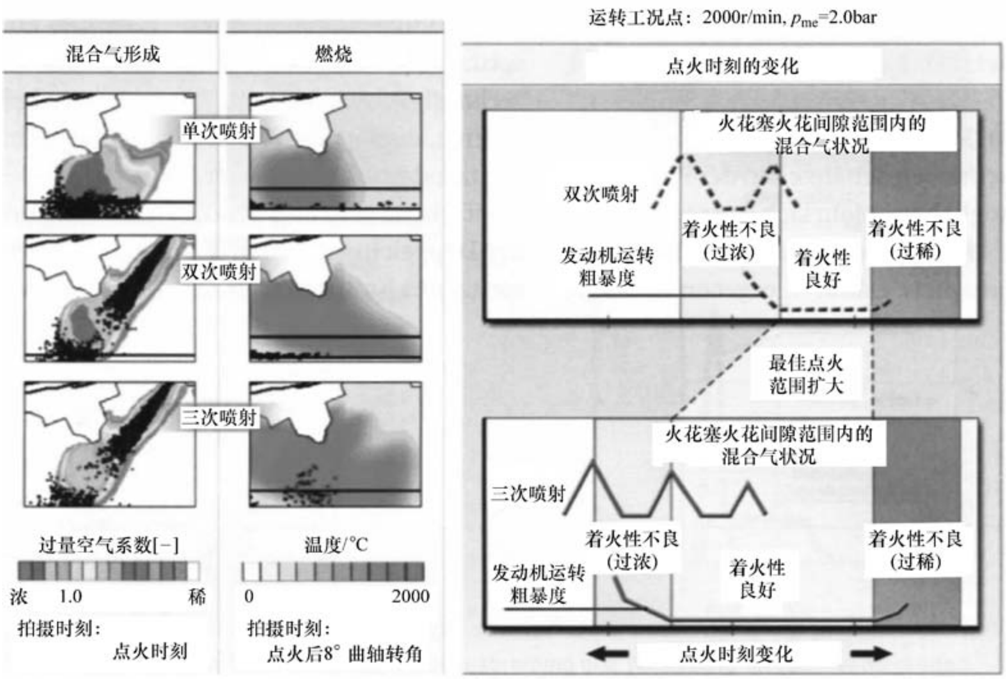


图 4-59　充量分层运行时单次、双次和三次喷射的比较

插）左图上的纵剖面示出了在火花塞范围内的油束油滴、用过量空气系数表示的混合气和用温度描述的点火后形成的燃烧火焰。由于在点火部位的混合气成分最易着火的时刻点火，因此在多次喷射情况下火焰传播得比单次喷射时快。

对多次喷射进行的着火和燃烧模拟计算所表明的这种有利的效应已在试验中得到了证实。图 4-59 右图示出了喷油结束和点火时刻之间的时间间隔，对不着火频率的影响。在无断火范围内，在保持喷油结束时刻不变的情况下可以改变点火时刻。采用三次喷射的无断火范围要比采用双次喷射时明显大。喷油终了时的喷油量越多，三次喷射对混合气形成的有利作用就越大。在大负荷工况分层运行时，与双次喷射相比，借助于三次喷射能明显地改善发动机运转的粗暴度，而且还能改善混合气油雾的均质化，加快燃烧速度，从而提高燃烧效率。由于在三次喷射情况下主燃烧结束得较快，因此在燃烧重心位置相同的情况下能够采用较晚的喷油终了和点火。

（2）均质运行

在均质运行时，在高达 4000r/min 的空负荷转速范围和需要 65% 以上的负荷范围内采用进气行程期间的双次喷射，如图 4-58 中所示的第①种喷油策略情况。借助于这种双次喷射易于达到较高的充气效率和较低的噪声。在其余的特性曲线场范围内，则采用进气行程期间的单次喷射来实现均质运行。

（3）起动和暖机

起动阶段对发动机满足废气排放限值要求具有十分重要的意义。为此，在起动时采用在压缩行程喷油的方式，能够获得相对较低的排放，并附带开发出了一种对催化转化器迅速加热特别有效的喷油策略。在直喷式汽油机上所应用的催化转化器加热策略被称之为“均质分段运行”，即一部分喷油量在进气行程期间喷射，而另一部分喷油量在压缩行程期间喷射，即采用图 4-58 所示的第③种喷油策略，能使混合气的着火性得到明显的改善。此时，喷油量分成 3 次喷射：第一次喷射在进气行程期间进行，第二次喷射在压缩行程期间进行，而第三次喷射只有非常小的燃油量，直接送到火花塞附近，因而能够采用极其晚的点火时刻，并进一步抑制了噪声。采用这种喷油策略能够用较少的燃油量，在降低 HC 排放的同时获得较高的排气歧管和催化转化器温度（图 4-60）。因此，开发成功了一种用于直喷式汽油机催化转化器加热的方法，使得直喷式汽油机能够满足目前所有的排放标准限值，并提供了达到未来废气排放限值的潜力。

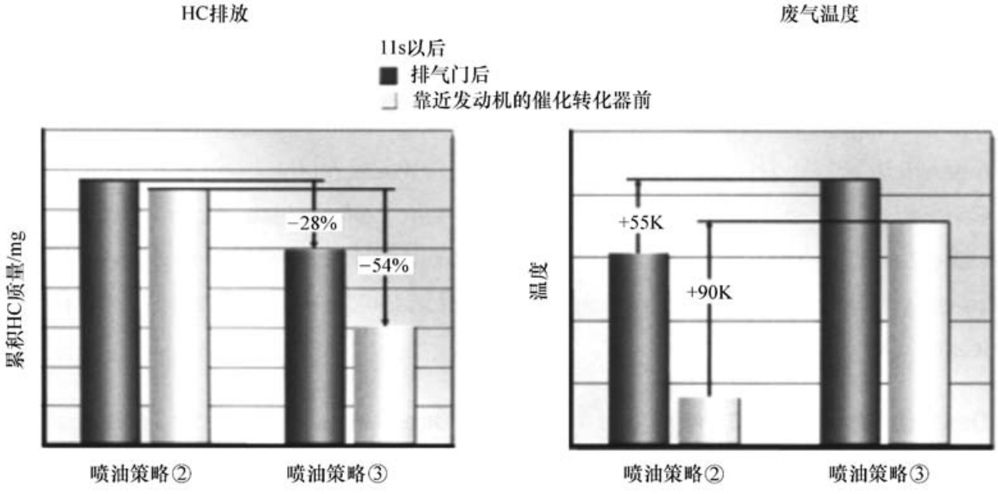


图 4-60　用于加热催化转化器的多次喷射的废气试验结果

4.4.3　废气后处理方案

这里所介绍的直喷式汽油机机型，由于具有较高的效率，在无节流充量分层运转和接近怠速运转工况点时的废气温度有可能低于 200℃，另一方面对全负荷工况时催化转化器涂层的高温稳定性的要求应保持不变，另外还应顾及吸附式 NO_x 催化转化器起作用的温度窗口大约在 250～500℃范围内。

根据上述这些边界条件来确定废气后处理装置的方案（图 4-61）。废气后处理从靠近发动机的三效催化转化器开始，以便尽可能快地达到催化转化器的起燃温度，并尽可能减少催化转化器前不稳定流动中的热损失。

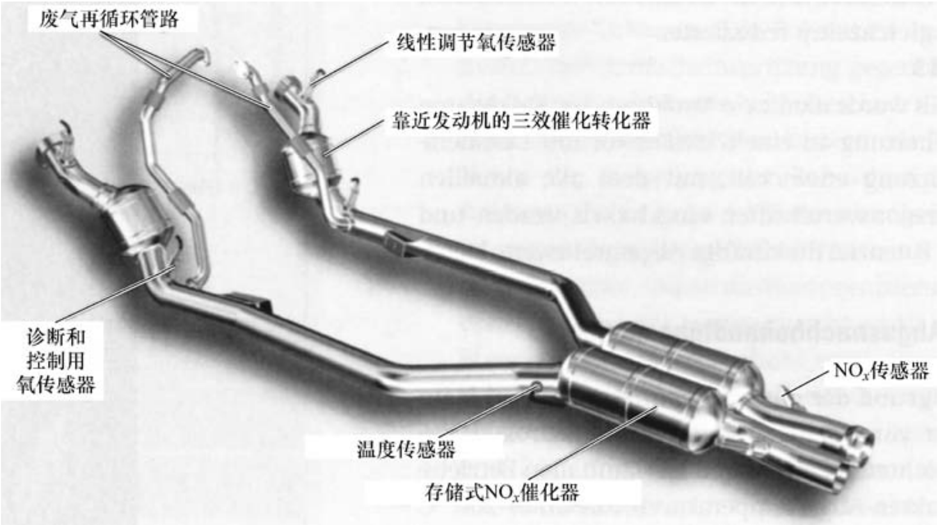


图 4-61　奔驰 CLS 350 CGI 轿车的废气后处理装置

为了避免吸附式 NO_x 催化转化器（NSK）的温度过高，将其安置在地板下面。为了精确地调节吸附式 NO_x 催化转化器，在其前应用了一个温度传感器，而在其后应用了一个 NO_x 传感器。NO_x 传感器用于对发动机电控单元内存中，确定吸附式 NO_x 催化转化器加载和卸载的模型进行标定，并确保在汽车整个使用寿命期内 NO_x 排放始终满足排放限值的要求。

在充量分层运行时，氮氧化物被吸附在每排气缸各自的吸附式 NO_x 催化转化器中，通过短时间的 $\lambda<1$ 的均质运行，吸附在其中的氮氧化物被转化成氮。用于吸附式 NO_x 催化器的运行策略是按照获得最大燃油耗优势的原则来选用的。因此，为了进行吸附式 NO_x 催化转化器的再生，首先要利用均质运行状态，而为了优化发动机运行状态的转换，必须随时了解吸附式 NO_x 催化转化器中的氮氧化物负载状况。为此，要利用电控单元内存中的模型，该模型可以从各个运行工况点的 NO_x 原始排放量计算出吸附式 NO_x 催化转化器上累积吸附的 NO_x 质量。在进行再生期间吸附式 NO_x 催化转化器上要去除的负载量由模型进行计算，达到零点，再生就结束。同时，位于吸附式 NO_x 催化转化器后面的 NO_x 传感器对再生过程进行监测。如果识别出废气中的 NO_x 变浓，就是吸附式 NO_x 催化转化器再生过程应该结束的信号，再生过程同样也会停止。

吸附式 NO_x 催化转化器可以从各种不同的背景开始进行再生：

1）NO_x 传感器识别到吸附式 NO_x 催化转化器出现 NO_x “决口”：如果 NO_x 传感器识别到事先确定的 NO_x 外溢量，则表明 NO_x 催化转化器的负载量已达到极限必须进行再生。因为 NO_x 传感器只有在 NO_x 的数量可以测量到的时候才能做出反应，这样就将 NO_x 催化转化器开始进行再生的可能性与微小的 NO_x 外溢量联系了起来。

2）利用发动机现有的均质运转状态：如果由于驾驶人对转矩的要求或者诊断或匹配的需求必须转换到均质运转，那么就要检验在该运转工况点及其当时 NO_x 催化转化器负载状况下进行再生是否合理，因为每次发动机短时间采用浓混合气运转进行 NO_x 催化转化器再生就意味着燃油耗的微小提高，只有在 NO_x 催化转化器负载量高的情况下进行再生才是合理的。NO_x 催化转化器进行再生的负载量界限是与发动机的运转工况点有关的。

图 4-62（见彩插）示出了在新欧洲行驶循环（NEDC）中这些运行策略的转换，图中曲线表示出了吸附式 NO_x 催化转化器的温度及其 NO_x 的负载情况。由于具有较高的负载能力，首次再生在 625s 以后才开始进行。在均质怠速运转阶段，由于废气富油，存储在三效催化转化器中的氧和吸附在 NO_x 催化转化器中的 NO_x 有所降低，因此模型中 NO_x 催化转化器的 NO_x 的负载量衰减。在怠速运转阶段前由于混合气的短时间加浓（$\lambda<1$），仅仅使存储在靠近发动机的三效催化转化器中的氧减少，这样就保证了最佳的 $\lambda=1$ 功能。

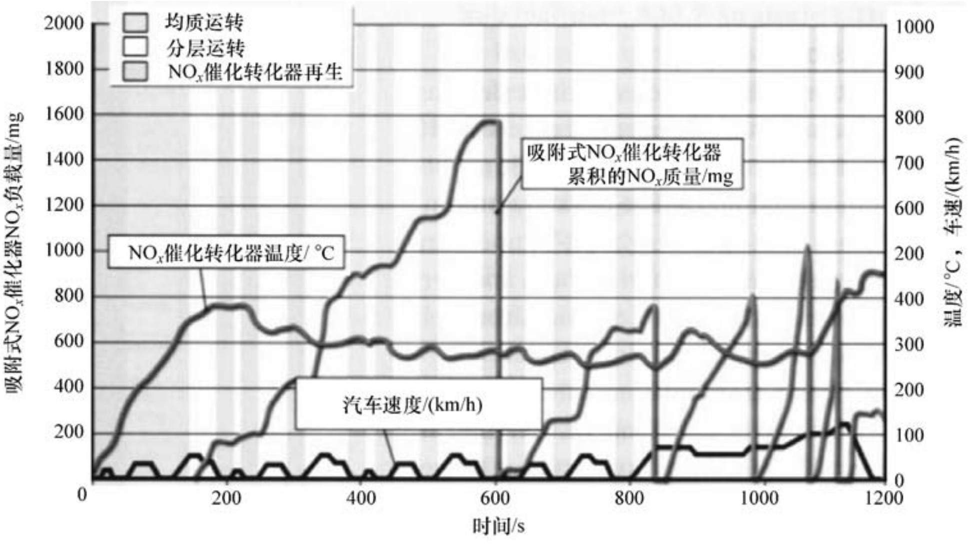


图 4-62　在 NEDC 行驶循环中吸附式 NO_x 催化转化器的再生

下一次 NO_x 催化转化器的再生，在车速加速到 70km/h 阶段大约 830s 时进行。此时，过量空气系数适应性调节强制转换到均质运转。由于处于较高的负荷工况点以及随之提高的 NO_x 原始排放，在明显较低的 NO_x 负载量下就已经开始进行再生了。由于紧接着是等速行驶，吸附式 NO_x 催化转化器获得了最佳的 NO_x 吸附能力。

在余下的郊外行驶循环（EUDC）加速行驶阶段，由 NO_x 传感器来控制 NO_x 催化转化器的再生。在该加速行驶阶段 NO_x 的质量流量较大，而使 NO_x 的外溢量较小，它们由 NO_x 传感器来识别，并触发再生。在 NEDC 行驶循环中，NO_x 催化转化器所有再生工况所增加的燃油耗是很少的，以至于在转鼓试验台上很难测量出来。

4.4.4　发动机性能

奔驰 CLS 350 CGI 轿车装用这种直喷式汽油机，在充量分层运转模式时的车速可超过 120km/h（图 4-63）。在吸附式 NO_x 催化器现有工作温度窗口范围以外，发动机就转换到 $\lambda=1$ 均质运转，因此有效的废气后处理覆盖了整个发动机特性曲线场范围。这种机型除了具有行驶非常省油的潜力之外，如果需要的话，还有可能使车速最高达到 250km/h（稳定车速），并具备高的加速性。

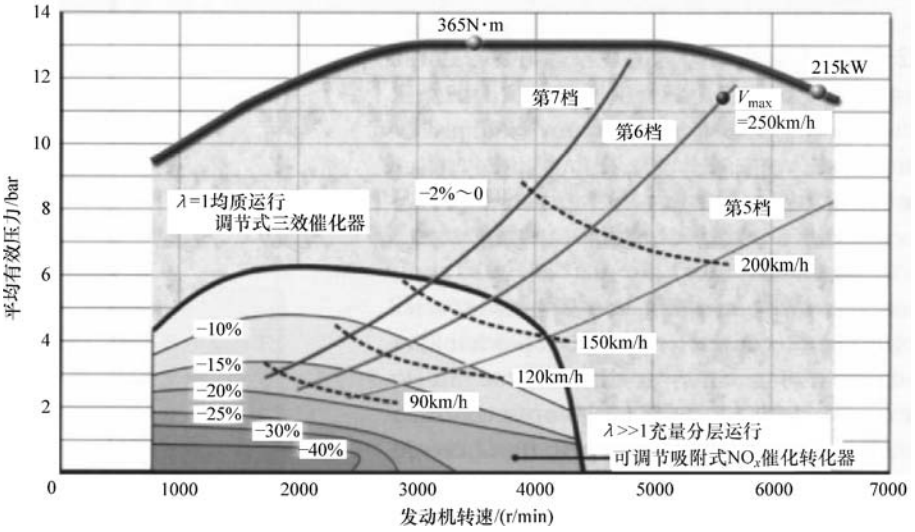


图 4-63　与 $\lambda=1$ 进气道喷射相比缸内直喷分层运行范围的范围及其节油潜力

图 4-64 示出了这种 M272－DE－3.5L 直喷式汽油机的万有特性曲线，最低比

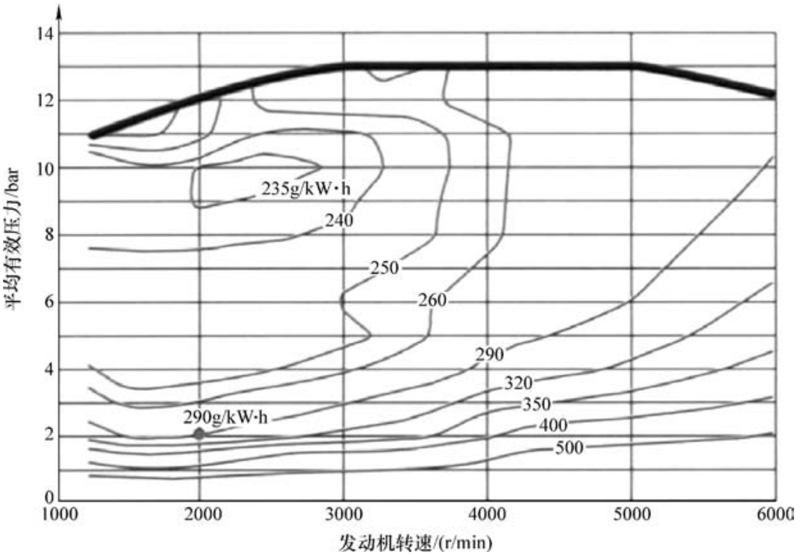


图 4-64　M272 DE 直喷式汽油机的万有特性曲线

燃油耗为 235g/kW·h，已达到了非常好的水平。在 $n=2000$r/min 和 $p_{me}=0.2$MPa 的对比运转工况点上的比燃油耗为 290g/kW·h，甚至于经济性最好的轿车柴油机在该工况点上也达不到这样低的燃油耗值。

基本型进气道喷射汽油机与缸内直喷式汽油机技术数据的对比列于表 4-10 中。与基本型进气道喷射汽油机相比，这种 M272－DE －3.5L－V6 直喷式汽油机的转矩增大了 15N·m，功率提高了 15kW（图 4-65），这主要是由于缸内汽油直接喷射的优越性所致，同时也是在附加吸附式 NO_x 催化转化器后废气背压略有提高的情况下，进气装置按较高的标定转速设计的结果。

表 4-10　M272 KE 和 DE 型汽油机技术数据比较

内部型号	单位	V6－KE	V6－DE
气缸排列形式/气缸数	—	V6	V6
V 形夹角	—	90°	90°
气缸直径比	mm	86.0	86.0
行程	mm	92.9	92.9
行程/气缸直径比	—	0.926	0.926
气缸排量	cm^3	3498	3498
每缸气门数	—	4	4
压缩比	—	10.7	12.2
标定功率	kW/PS	200/272	215/292
标定功率转速	r/min	6 000	6 400
最大转矩	N·m	350	365
最大转矩转速	r/min	2 400～5 000	3 000～5 100
最低比油耗	g/kW·h	240	240
2000r/min，0.2MPa 工况比油耗	g/kW·h	360	290
重量（DIN 70020A）	kg	165	181

综上所述，直喷式汽油机从第一代发展到第二代，即从壁面引导燃烧过程发展到油束引导燃烧过程，必须采用新开发的压电喷油器、供油量可调节的高压燃油泵及 20MPa 的燃油系统，以及外部废气再循环系统。奔驰 M272－DE －3.5L－V6 直喷式汽油机成功地在批量生产条件下，实现了理论上预测的第二代直喷式汽油机的潜力。确保在所有运转工况点和整个运行期间内喷射油束的稳定性是开发成功的关键，因此必须控制相关零件的制造公差和电子控制的精度。另一方面，采用向外开启的喷油嘴也是成功的一个因素。由于喷油器应用了压电驱动，获得了高速动态响应和控制针阀部分升程的能力，在充量分层运行时也能实现多次喷射，这样就能够例如采用三次喷射明显地改善充量分层运行高负荷工况时的运转粗暴性。同时，就废气排放而言，这些喷射方式能够例如在催化转化器加热阶段提供优化废气成分和

增加放热量的可能性，从而使催化转化器更快地达到起燃温度。

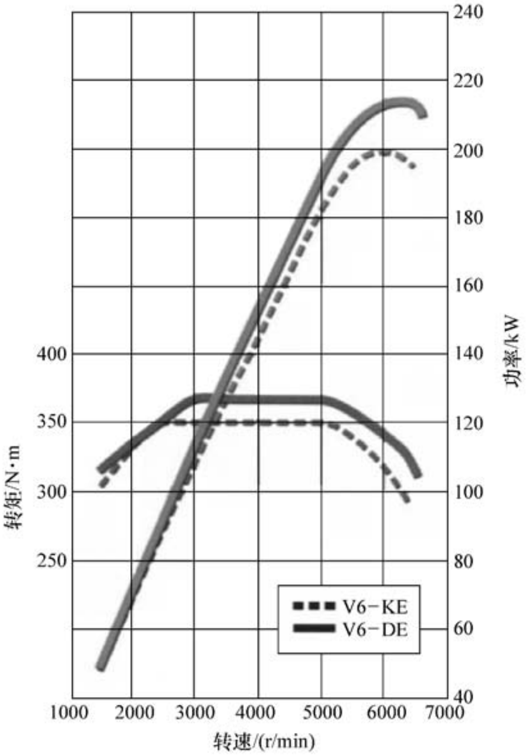


图 4-65　M272 - DE 直喷式汽油机外特性曲线

这种新型缸内直喷式汽油机首次应用了这些新技术，替代了 CLS 350 轿车上使用的 M272 KE 进气道喷射汽油机，从而在新欧洲行驶循环（NEDC）中取得了 10% 的节油效果，而且由于功率提高了 15kW，转矩增大了 15N · m，使这种轿车系列更具运动型汽车的特性。

4.5　丰田缸内直喷 - 进气道喷射组合式汽油机

随着废气排放法规越来越严格，在节能减排的压力下，缸内直接喷射技术越来越受到轿车汽油机制造厂商的青睐，但是就轿车汽油机动力性能而言，无论是进气道喷射还是缸内直接喷射都各有利弊。在低速低负荷工况，缸内直接喷射不能确保最佳的混合气形成，而在全负荷范围内，进气道喷射又由于受到进气节流的影响，进气量不足而限制了汽油机功率的提高。

鉴此，日本丰田 TochterLexus 公司新开发了一种不用复杂的可调式进气管，也不用会产生节流影响的滚流调节阀，而是组合应用进气道喷射和缸内直接喷射的新型自然吸气汽油机，它将这两种系统的优点集于一身，根据功率需求，或采用单纯的缸内

直接喷射运行，或采用两种系统组合运行。在低负荷和中等负荷范围内，由进气道喷射和缸内直喷共同实现可能是迄今为止最好的混合气形成（图4-66），而在全负荷范围内，由单纯的缸内直接喷射获得尽可能最高的功率，同时缸内直接喷射时汽油油滴蒸发的冷却效果又能降低爆燃倾向，这样就能够采用更高的压缩比。原则上，这种新型汽油机采用均质混合气运行，仅仅在冷起动以后，借助于压缩行程期间附加的缸内直接喷射形成分层充量，以便提高废气温度和缩短催化器的预热时间。

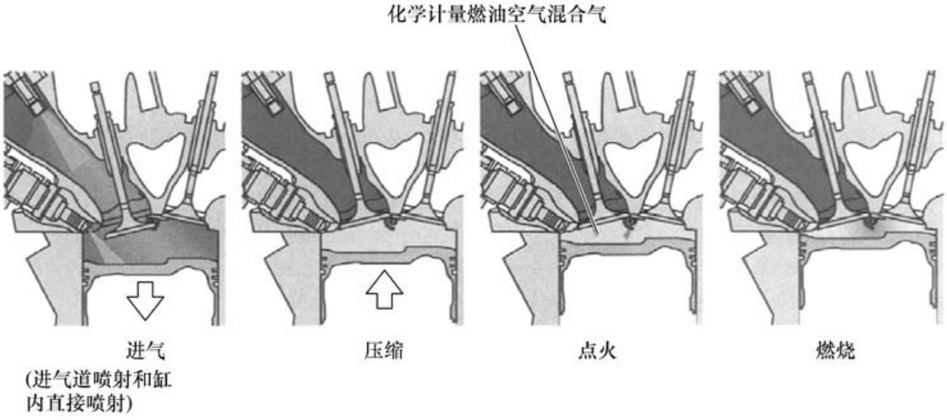


图4-66　进气道喷射与缸内直喷组合运行时的混合气形成

新开发的这种3.5L－2GR－FSE汽油机是丰田GR汽油机系列中的顶级机型，首先搭载于GS 450h和LS 460雷克萨斯（Lexus）轿车以及后轮驱动的Luxury高级运动型轿车上，旨在改善量产汽油机的动态性能，同时满足环境对低燃油耗和低排放的要求。作为一种自然吸气式汽油机，该汽油机配备了新型的D－4S汽油直接喷射系统（D－直接喷射；4－四冲程汽油机；S－高档方案）和进气道喷射两种喷油器，以充分发挥汽油直接喷射的优势，并改善全负荷性能，同时还通过采取进一步的技术措施，例如改进进排气系统加快进气空气流动，加大气门传动机构刚度等提高发动机转速，降低各种零部件的摩擦以及提高压缩比来提升功率。因此，这种新型汽油机除了达到具有世界一流水平的234kW功率（升功率＝67.7kW/L）和380N·m最大转矩之外，该机还具有宽广的高转矩范围，从2000r/min开始就发出至少90%的最大转矩，因此装用这种汽油机的雷克萨斯轿车的动力性能名列世界顶级水平，同时最佳的10－15工况燃油耗达到了10km/L，并已被证实该汽油机能够满足日本特超低排放汽车（SULEV）的排放限值。

4.5.1　发动机概况和主要技术规格

表4-11列出了这种新型汽油机的主要技术规格，图4-67是其纵横剖视图。V6－3.5L－2GR－FSE汽油机是以V6－3L－3GR－FSE直喷式汽油机结构为基础，通过加大气缸直径增大排量，同时加大进排气门，重新设计大流量进气道，并采用

新型的 D－4S 汽油直接喷射系统。另外，通过采用高刚度滚轮摇臂、轻型陶瓷止回球阀式液压挺柱以及高刚度正时链等技术措施来提高发动机转速。同时，由于应用了新型的 D－4S 汽油直接喷射系统，改进了气缸盖冷却以及降低了排气系统的压力损失，使得能采用更高的压缩比。

表 4-11　发动机主要技术规格

发动机型号	2GR－FSE	3GR－FSE
排量/L	3.456	2.994
气缸直径/mm	94	87.5
行程/mm	83	
缸心距/mm	105.5	
气缸排列	V6	
气门传动机构	4 气门，双顶置凸轮轴链传动，滚轮摇臂	
可变气门正时机构	进气门 ＋ 排气门（双 VVT－i）	
燃油喷射系统	进气道喷射 ＋ 缸内直喷（D－4S）	缸内直喷（D－4）
压缩比	11.8	11.5
最大功率/(kW /r/min)	234/6400	188/6200
最大转矩/(Nm /r/min)	380/4800	314/3600
90% 最大转矩的转速范围/（r/min ）	2000～6500	2000～4200
排放标准	J－SULEV	

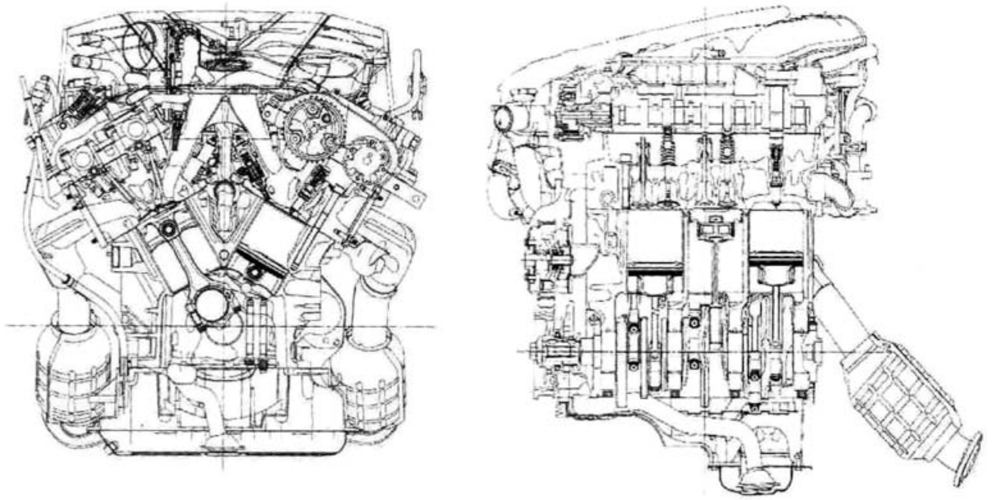


图 4-67　2GR－FSE－V6－3.5L 直喷式汽油机纵横剖视图

4.5.2 提高性能

提高性能是该汽油机开发工作中最优先考虑的重点。下列 5 项技术被用来改善燃烧，提高功率，降低燃油耗和排放：

- 新型 D－4S 汽油直接喷射系统。
- 重新设计进气道，改善进气流量系数。
- 提高转速的技术措施。
- 降低机械摩擦和泵吸损失的技术措施。
- 提高压缩比的技术措施。

正如图 4-68 所示，这些技术措施使得该机达到了具有世界一流水平的 234kW 功率（升功率＝67.7kW/L）和 380N · m 最大转矩，同时该机还具有宽广的高转矩范围，在 2000～65000r/min 范围内发出至少 90% 的最大转矩（图 4-69）。

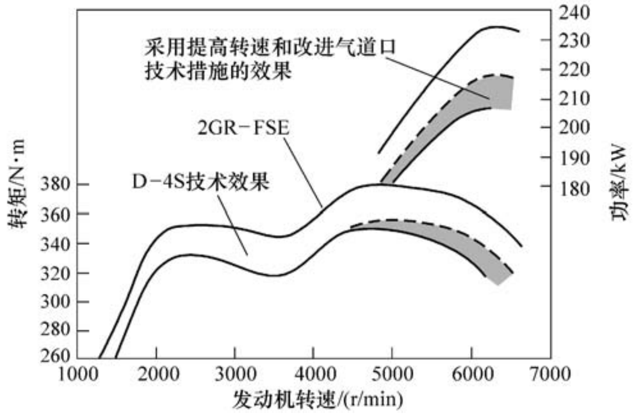


图 4-68　3.5L－2GR－FSE 汽油机外特性的改善效果

（1）应用 D－4S 技术提高功率

常规化学计量混合气运行的汽油直接喷射系统的优点在于能够提高充气效率，而燃油直接喷入气缸其汽化潜热有利于提高压缩比，但是这种系统要求高的滚流比和滚流控制阀，以使喷入气缸的燃油形成均质空燃混合气，这将产生进气阻力，并妨碍这种系统优点的充分发挥。而在这种汽油机上，由于采用了新开发的 D－4S 汽油直接喷射系统，进气阻力反而降低了，并且能够像进气道喷射一样提供良好的直接喷射油束。图 4-70 示出了这种系统的配置，表 4-12 列出了其喷油系统的技术规格。这种新型汽油机采用 6 只 12 孔喷嘴以最高 0.4MPa 压力将燃油喷入进气道，并采用高功率燃油泵通过共轨将最高 13MPa 压力的汽油供应给实现缸内直接喷射的 6 只双缝隙喷油器，它们各具有两个 0.52mm×0.13mm 大小的长方形狭缝状喷孔，将平面双扇形油束倾斜喷向活塞顶面（图 4-71），以替代常规的单扇形油束。由于这种双扇形油束将空燃混合气带向排气门而不会进入活塞顶上的凹坑中去，而

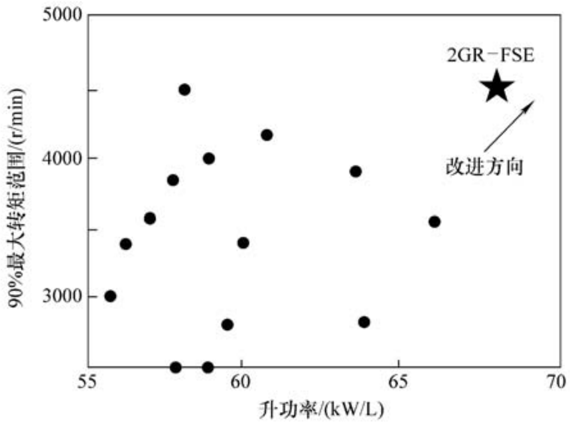


图 4-69　升功率和 90% 最大转矩范围

进气道的造型和专门设计的活塞顶形状可产生旋流效应，将进气空气或空燃混合气形成最佳涡流，因此即使应用了气流运动较弱的大流量进气道，也能够在气缸内实现更均匀的空燃混合气分布，这从图 4-72（见彩插）用计算流体动力学（CFD）模型计算得到的常规油束和新开发双扇形油束所形成的缸内混合气状况进行的对比可以看得很清楚。因而，这种系统能够应用大流量进气道来替代高滚流比进气道，并且不需要滚流控制阀，因此降低了进气阻力，充分发挥了缸内直接喷射的优势，改善了全负荷性能。具体来讲，在发动机整个转速范围内其转矩比进气道喷射提高了 7% 左右（图 4-73）。

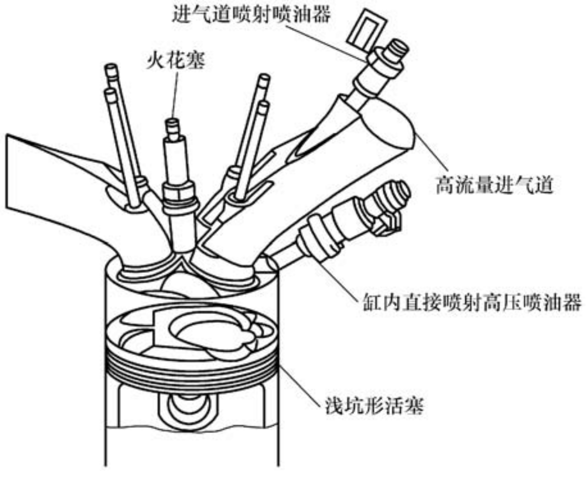


图 4-70　D－4S 汽油直接喷射系统的配置

表 4-12　喷油系统的技术规格

缸内直接喷射	
油束形状	双扇形油束
喷油嘴形式	双缝隙（宽：0.52mm，长：0.13mm）
燃油压力	4～13MPa
喷油速率	948mL/min（在 12MPa 时）
进气道喷射	
油束形状	12 孔
喷油嘴形式	多孔（ϕ0.19×12）
燃油压力	0.4MPa
喷油速率	295mL/min

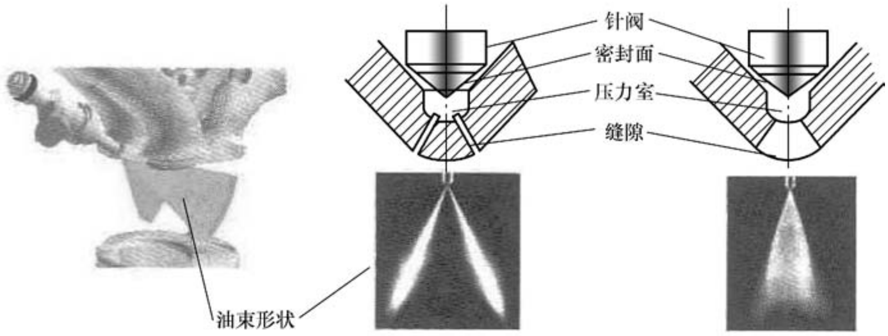


图 4-71　双扇形油束

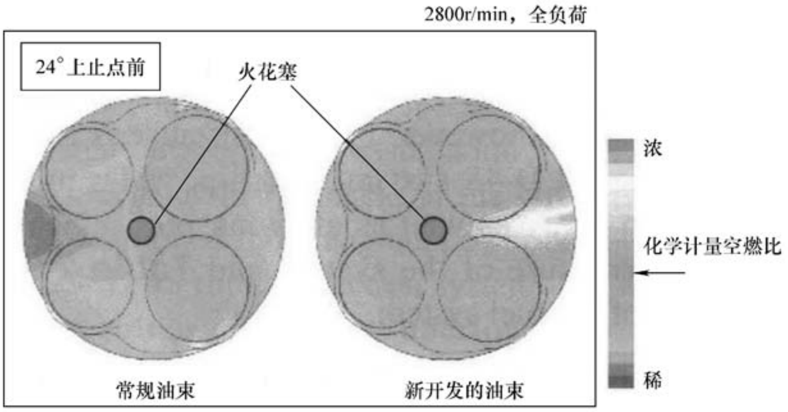


图 4-72　不同形状油束空燃混合气的比较（在火花塞剖面上）

（2）重新设计进气道改善流量系数

新开发的汽油机采用了上述介绍的大流量进气道，还通过计算流体动力学

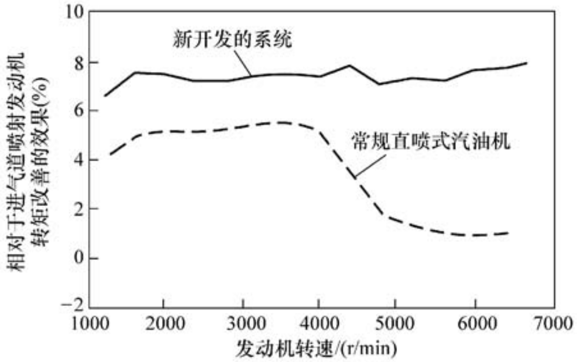


图 4-73　直喷机型相对于进气道喷射机型的转矩改善效果

（CFD）分析来减小进气道局部流量系数的变化幅度，因此整个进气道的形状，从进气道喷射用喷油器的安装距离到诸如气道分岔点等细节都重新设计，使得流量系数在常规的高滚流发动机进气道的基础上得到了明显的提高，最终得到的流量系数处于量产汽油机的最高水平（图 4-74）。

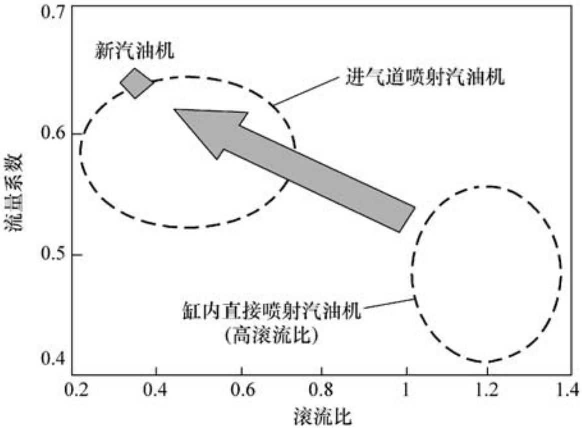


图 4-74　新机型流量系数的改善效果

（3）提高发动机转速措施适应功率的提升

- 气门传动机构技术

在发动机高转速区域，由于液压挺柱（图 4-75）中的止回球阀延迟关闭导致液压挺柱总排量增大，同时由于进排气门直径加大，惯性重量增加而引起作用在摇臂上的弯曲负荷增大，导致气门总升程偏离设计值。作为对策，采用陶瓷止回球阀来减轻阀球的重量，改善液压挺柱在高转速下的响应性，结果使挺柱总排量得以减小。此外，通过加大摇臂的弯曲刚度（图 4-76）降低了弯曲负荷。如图 4-77 所示，由于这些改进措施改善了气门传动机构的响应性，使得发动机能够以更高的转

速运转。

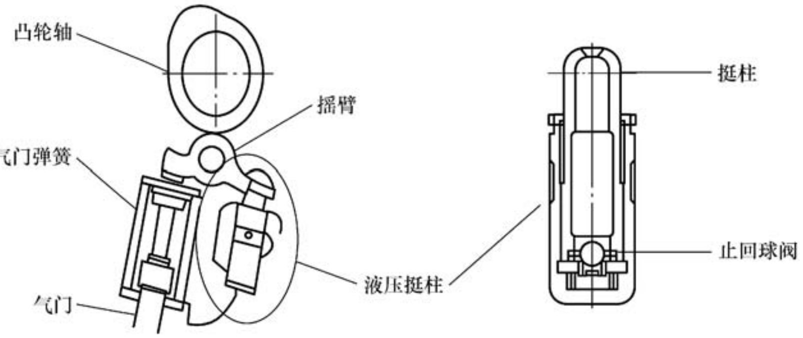


图 4-75　气门传动机构和液压挺柱示意图

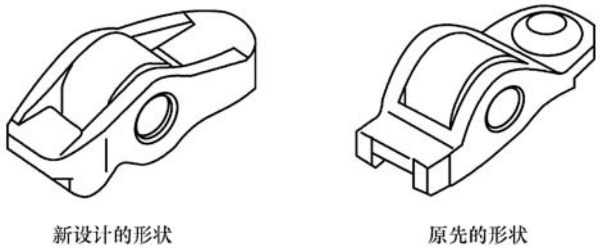


图 4-76　改进气门摇臂形状提高弯曲刚度

- 正时链技术

气门升程的加大和发动机转速的提高导致凸轮轴旋转转矩波动幅度和正时链应力增大，为此相应地提高正时链的疲劳强度，以确保其运转可靠性，同时通过减小链张紧器的阻尼，使链应力的增加尽可能少，最终得到的正时链结构设计能够适应发动机转速的提高。

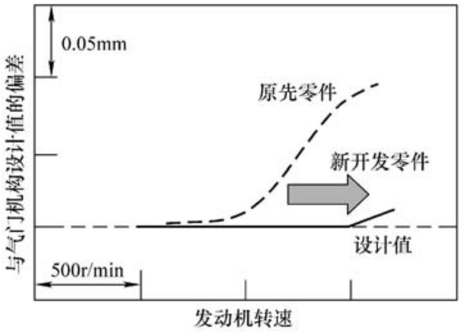


图 4-77　改进气门重叠机构提高发动机容许转速

- 提高轴承的使用寿命

虽然由于发动机功率的增大和转速的提高，使得曲轴主轴承和连杆轴承承受着较高的负荷，但是通过改进轴承所用材料并应用了一种新开发的用树脂浸透的表面涂层，轴承的初始适应性和抗疲劳能力已得到改善，结果在采用与 3L 基本型发动机相同的轴承直径下达到了更高的发动机转速。

（4）降低泵吸损失

泵吸损失的一个因素是由于活塞上下往复运动而使曲轴箱中的压力波动。为了减小这种压力波动，在气缸体横隔板上设置通气孔（图 4-78），其尺寸和位置取决

于横隔板受力状况的分析和确保相邻气缸之间空气能来回顺畅地流动。

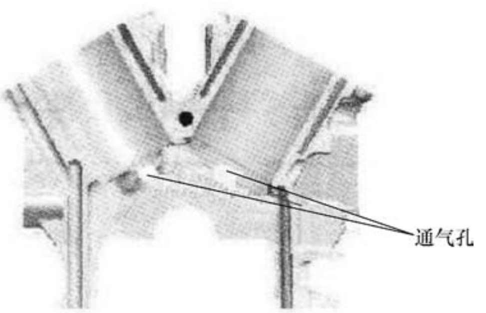


图 4-78　气缸体曲轴箱横隔板上的通气孔

（5）实现更高的压缩比

更高的燃烧效率，也就是更高的压缩比，对提高发动机功率具有决定性的意义。该发动机应用了D－4S 喷油系统，使得能够有效地利用缸内直接喷射汽油汽化潜热的效果，从而能将气缸直径扩大到 94mm，压缩比提高到 11.8（图4-79）。与提高压缩比相关的其他因素还包括改进气缸盖的冷却以及降低排气压力损失，从而能更好地扫除残余废气。

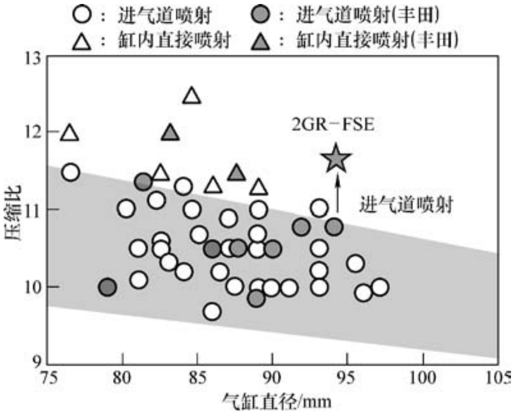


图 4-79　加大气缸直径和提高压缩比

（6）改进气缸盖冷却

为了降低燃烧室壁面温度，在气缸盖排气道之间加工出一条从气缸体通向气缸盖水套的钻孔（图 4-80）。该通孔利用气缸体和气缸盖之间的冷却液压力差来增大冷却液流量，并在燃烧室背面流动，这样能使燃烧室壁面温度降低大约 20℃。

图 4-80　气缸盖中的冷却液钻孔

（7）降低排气压力损失改善扫除残余废气效果

为了同时满足性能和排放两方面的要求，利用缸内直接喷射控制的灵活性，借助于压缩行程期间附加的缸内直接喷射形成分层充量，以便提高废气温度和缩短催化器的预热时间，这样既能降低排放，又能将三效催化转化器布置在离通常直接位于排气歧管下方更远的下游位置（图4-81），从而降低排气压力损失，改善扫除残余废气效果。

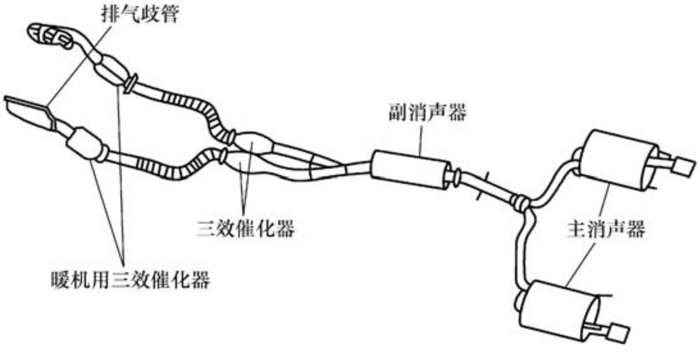


图4-81　排气系统布置图

4.5.3　改善燃油经济性

由于采用了诸如应用D－4S缸内直接喷射系统改进燃烧、提高压缩比以及降低摩擦等技术措施，使得最低比油耗降低到了230g/kW·h或更低水平（图4-82），同时达到了10km/L（10－15工况）一流的整车燃油经济性。

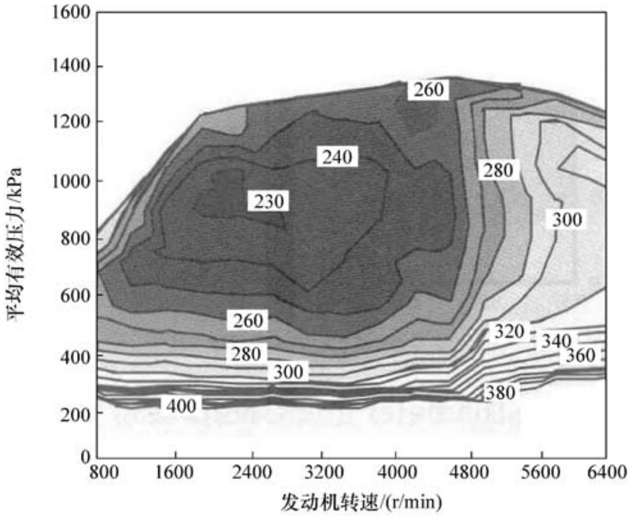


图4-82　有效燃油耗特性曲线场

4.5.4　D－4S 喷油系统控制

（1）喷射方法

D－4S 喷油系统将喷射控制到适应行驶工况所要求的最佳喷油率，并在计算出每循环所需的喷油量之后，最大限度地发挥缸内直接喷射和进气道喷射各自的优势。

（2）缸内直接喷射和进气道喷射的比例

- 全负荷工况区

缸内直接喷射被用于全负荷工况区，因为它能够充分利用喷入气缸汽油的汽化潜热来改善充气效率，同时由于降低了缸内充量的压力和温度，能够达到最大限度控制爆燃的效果。

- 部分负荷工况区

正如图 4-83 所示，改变缸内直接喷射和进气道喷射的比例能够在某一个比例下获得比单独应用任何一种喷射方式更小的转矩波动和更高的燃油经济性。此外，随着负荷的变动，应优化喷射比例以适应负荷的变化（图 4-84）。对空燃比分析的试验研究结果表明，30% 缸内直接喷射能获得比 100% 进气道喷射更均匀的空燃混合气，并且在火花塞周围区域具有稍浓的混合气，因此着火滞后期缩短，燃烧速度加快，从而改善了燃烧（图 4-85）。在统计出所有行驶工况的最佳喷射比例后就能够转化成图 4-86 所示的喷射比例脉谱图。同时，由于减少了缸内直喷式喷油器的积炭，因此能够确保其头部温度只有 150℃或更低。

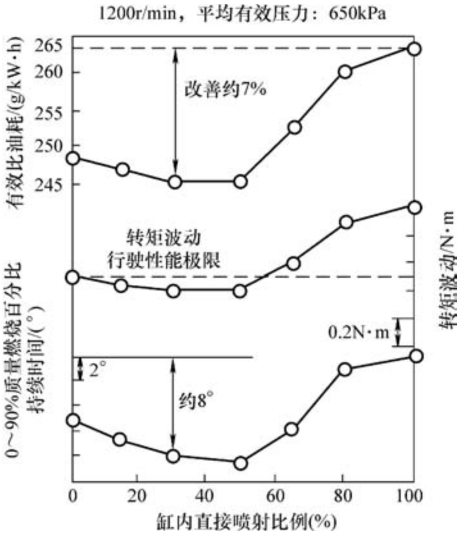


图 4-83　调整喷射比例改善燃油经济性和转矩波动

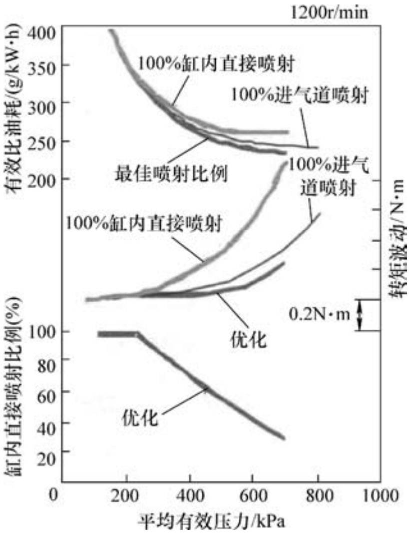


图 4-84　随负荷变动优化喷射比例

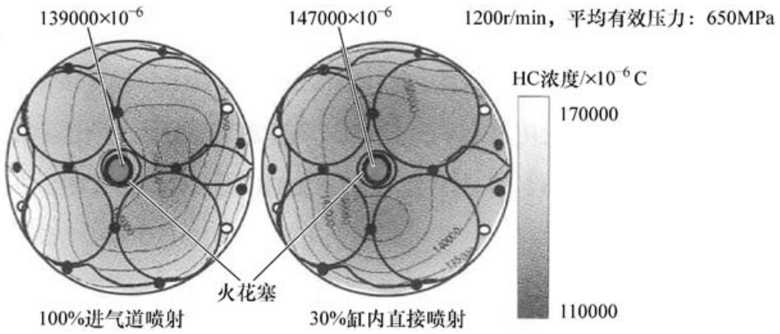


图 4-85　燃烧室内的 HC 分布

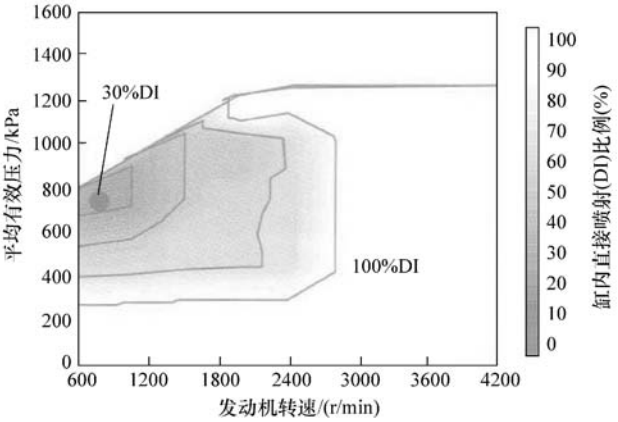


图 4-86　喷射比例脉谱图

- 冷起动工况区

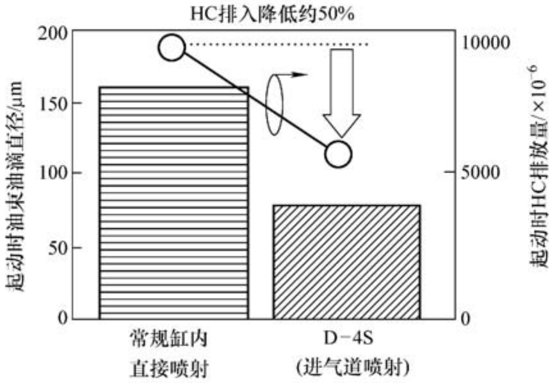


图 4-87　D－4S 喷射系统降低起动时 HC 排放的效果

虽然起动后能够利用凸轮轴传动的高压燃油泵来建立起缸内直接喷射供油系统中的燃油压力，但是因为起动时不大可能建立起所必需的燃油流量，难以达到足够的燃油压力，因此直到缸内直接喷射供油系统中的燃油压力达到预先规定值之前只实行进气道喷射。正如图 4-87 所示，这样就能够改善起动时喷束油滴直径，降低起动时的 HC 排放量。

此外，由于高怠速期间包含着起动后催化转化器的预热过程，因而此时转换到按比例进行缸内直接喷射，使转矩波动和 HC 排放都得到了优化（图 4-88）。

综上所述，新型 D－4S 直接喷射系统组合应用了进气道喷射和缸内直接喷射两种系统的优点，装备这种新型喷射系统的 2GR－FSE－ V6－3.5L 汽油机是世界上量产的自然吸气汽油机中功率最高的，并具有一流的燃油经济性，同时能满足各种废气排放法规，达到了高级运动型轿车的最高水平，显示出轿车汽油机发展的新动向。

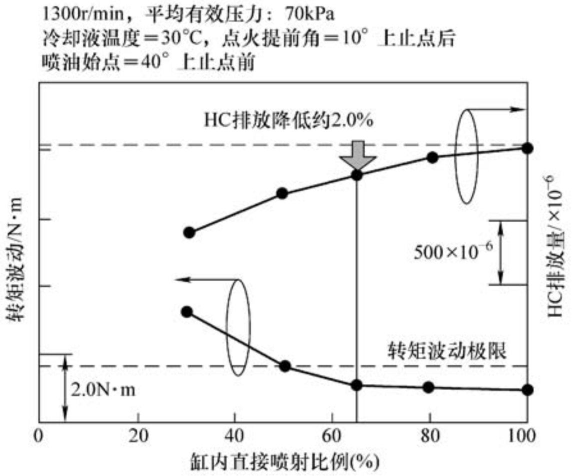


图 4-88　高怠速运行时喷射比例的效果

4.6　奥迪废气涡轮增压直喷式汽油机

4.6.1　开发目标和主要技术指标

2004 年，奥迪公司开发的 2.0L－T－FSI 增压分层直喷式汽油机是该公司首次在直喷式汽油机上应用废气涡轮增压，而随后的 1.8L－T－FSI 直喷式汽油机是在全新设计的基础发动机上应用了升级版的增压燃油分层直接喷射（T－FSI）燃烧过程。不断创新的 T－FSI 技术为这种机型提供了更大的低速转矩和更低的燃油耗，同时新一代的发动机管理系统和喷油系统还能满足未来特超低排放汽车（SULEV）废气排放法规的要求。

对 4 缸汽油机而言，缸内直接喷射与废气涡轮增压是解决下列汽车和发动机开发目标冲突的最佳组合：

- 更高的行驶功率、更好的动力性能和更多的驾驶乐趣。
- 更低的燃油耗、更好的舒适性和更高的安全性。
- 降低排放，并满足更严厉的汽车废气排放法规要求。

奥迪公司在 2.0L－T－FSI 机型的基础上，已开发出了一种新的基础发动机，在排量较小的 1.8L 汽油机上应用了高压喷射系统和废气涡轮增压。作为新一代直喷式汽油机的首款机型，1.8L－T－FSI 直喷式汽油机除了成本低、品质好、重量轻和合适的横向和纵向安装尺寸以及发动机低转速范围具有较高的升转矩之外，还具备以下特点：

- 舒适性和噪声明显改善。
- 发动机部件和结构组合件的功能集成使结构比老机型更紧凑。
- 基础发动机具有非常宽广的功率型谱（升功率大于 100kW/L）。

- 能燃用辛烷值（研究法）95/91 的燃油。
- 可以在全球组织生产。
- 可以改用代用燃料。
- 适合于全球市场应用。
- 在降低用户实际使用燃油耗的同时，重点提高了动态转矩提升速度，使整车具有更好的加速性。

表 4-13 中列出了 1.8L－T－FSI 增压直喷式汽油机的主要尺寸和技术数据，并与老型 1.8L－5V－T－MPI 五气门增压进气道喷射汽油机进行对比。图 4-89 和图 4-90 分别示出了新的 1.8L－T－FSI 增压直喷式汽油机总成的立体图及其横剖视图，从中可以看出它比老机型明显紧凑，而且即使采用了平衡轴传动机构和高压喷射系统，发动机重量并没有增加。

表 4-13　增压直喷式与进气道喷射汽油机技术规格比较

		单　位	1.8L－4V－T－FSI	1.8L－5V－T－MPI
排　量		mL	1798	1781
行　程		mm	84.1	86.4
缸　径		mm	82.5	81
行程/缸径比		—	1.02	1.07
气缸中心距		mm	88	
机体高度		mm	220	
连杆中心距		mm	148	144
曲轴主轴承数目		—	5	
曲轴主轴承直径		mm	58	54
曲轴连杆轴承直径		mm	48	
气门直径	进气门	mm	33.85	27
	排气门	mm	28.00	30
气门升程	进气门	mm	10.7	7.67
	排气门	mm	8	9.3
进气凸轮轴相位调节范围		°CA	60	22
压缩比		—	9.8－0.4	9.3－0.3
功率/转速		kW/r/min	118/5000～6200	110/5500
转矩/转速		N·m/r/min	250/1500～4200	210/1950～5000
燃油辛烷值（研究法）		—	95、91	
发动机质量（按 DIN 70020A 标准）		kg	144	145
排放标准		—	欧 4	欧 4/LEV 1

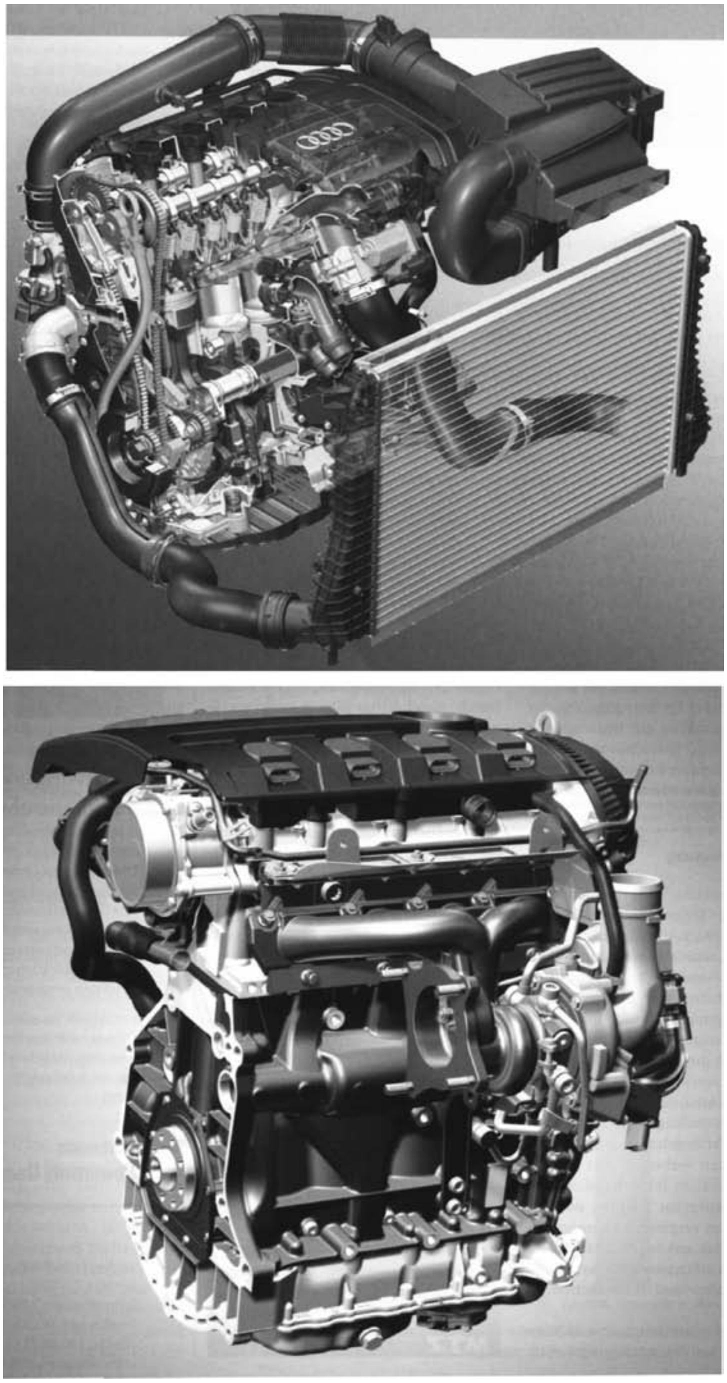


图 4-89　1.8L－T－FSI 增压直喷式汽油机局部剖视图（横置式前面）

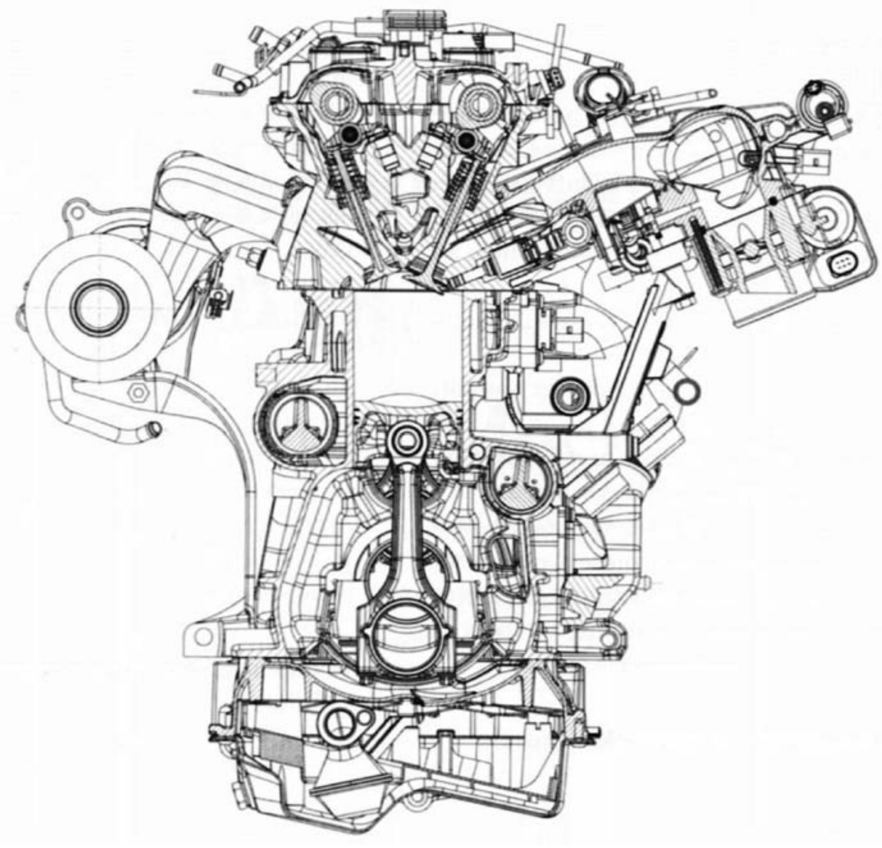


图 4-90　1.8L－T－FSI 增压直喷式汽油机横剖视图

4.6.2　基础发动机简介

（1）集成平衡轴装置的气缸体曲轴箱

为了减小二阶惯性力及其相对于发动机纵轴的交变惯性力矩，奥迪公司首次应用了集成在气缸体曲轴箱中的平衡轴装置（图 4-89～图 4-91）。平衡轴是通过配气传动机构罩壳一侧的齿形链由曲轴传动的，而两根平衡轴的反向旋转则是在进气侧通过一对啮合的斜齿轮来实现的（图 4-91）。与以往众所周知的附加在主轴承座下方的平衡轴装置相比，集成在气缸体曲轴箱中的平衡轴装置在成本、重量和气缸体曲轴箱刚度等方面具有明显的优点（见“（8）降低发动机噪声的措施”）。由于平衡轴装置的位置从油底壳转移到了气缸体曲轴箱侧壁上的隧道式轴承中，从而减少了因不平衡质量旋转搅动所引起的机油起泡乳化。平衡轴材料采用球墨铸铁（GJS）。平衡轴的三道轴承在气缸体曲轴箱第 1 和第 2 道主轴承座上方的轴承做成压铸铝轴套，而在第 4 道主轴承座上方的轴承则做成多层材料制成的衬套。

图 4-91　链传动机构

气缸体曲轴箱用 GJL250 灰铸铁制成，采用气缸体顶面封闭的常规裙形结构，虽然集成了平衡轴、链盒凸缘、附加在进气侧的冷却液水道，并按大于 100kW/L 升功率进行结构方案设计，但是仍获得了一个重量仅为 33 kg（成品重量）的名副其实的轻型结构机体。

在设计计算中特别注意到曲柄连杆机构与气缸体曲轴箱之间的相互作用，在考虑到液压轴承的情况下，一方面考虑到曲柄连杆机构动力学和强度，另一方面确保轴承的承载能力和摩擦学，同时还将通过计算确定的轴承液压力及其随时间的变化也作为作用在气缸体曲轴箱轴承座结构上的载荷。图 4-92 示出了基础发动机改善声学特性的措施，其中气缸体曲轴箱结构设计方面的措施，例如平衡轴隧道式安装通道和采用横向螺栓连接提高曲轴箱裙部刚度起到了相当大的作用。

（2）双顶置凸轮轴配气机构

广泛的试验研究已经证实，6. 35mm 的齿形链无论是在配气传动机构和平衡轴传动机构中，还是在机油泵传动机构中，与滚柱链和套筒链相比，就声学特性、摩擦、成本、伸长和装配情况等方面而言都是最好的解决方案，而且与齿形带相比能确保设计使用寿命。配气传动机构见图 4-91。3 根齿形链完全一样，都由 4 片牵引接片和 5 片导向接片组合而成，只是链节的数目有所区别。牵引接片是精密冲压而成的，因而可以为接片和销轴之间的相对运动提供尽可能高的承载份额，而导向接片则是精密加工而成，并且销轴采用了钒碳化物涂层。在配气传动机构中有一个液

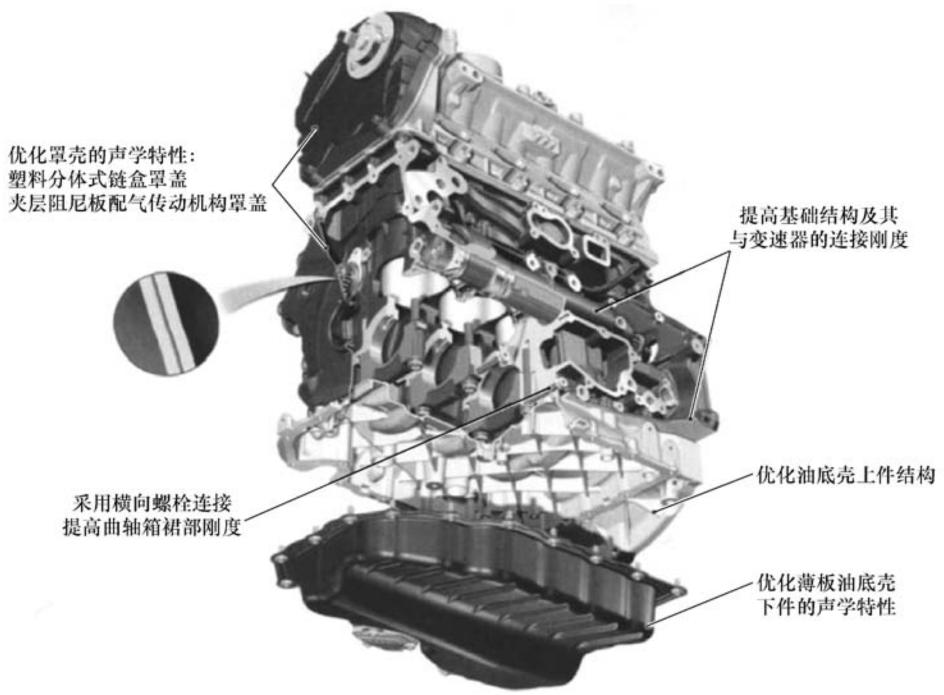


图 4-92　基础发动机改善声学特性的措施

压张紧器，张紧滑轨和导向滑轨都用 PA6.6 尼龙制成，其中张紧滑轨被做成具有玻璃纤维加强的承载基体的双组分滑轨。它们主要通过位于气缸盖下面气缸体中的一个孔由机油主油道供应机油润滑。平衡轴传动机构中有一个调节力非常柔软的液压张紧器，鉴于平衡轴传动链的速度很高，其滑动衬面用 PA4.6 尼龙制成。为了润滑平衡轴传动链，从气缸盖上回流的机油被接收到固定在链盒盖上的存油槽中，再定量供应给平衡轴传动装置。由于机油泵传动的动态负荷较小，因此不需要液压阻尼装置，只要用弹簧预紧力通过一个用 PA6.6 尼龙制成的滑轨来张紧，并用油底壳中的或回流的机油来润滑。所有的链轮都是粉末冶金件，出于提高耐磨性的考虑，在烧结工序后再进行表面压缩，使边缘范围内的材料几何全部压实了，因此磨损明显减少。

出于热力学指标的考虑，进气凸轮轴相位调节器（图 4-93）用一个定位销锁定在进气门晚开的起始位置上，并具有可向进气门早开方向提前 60°曲轴转角的调节范围。其开发目标是要求在最低和最高机油温度下，在整个发动机特性曲线场范围内，在具有良好的可调节性的同时获得高的调节速度。为了满足这些要求，开发了一个叶片式相位调节器，其转子应用激光焊接在进气凸轮轴上，能够在很大程度上无附加应力地将传动力矩传递到进气凸轮轴上，并在结构空间上提供较大的设计自由度，这样控制相位调节器所必需的机油比例阀就能够直接集成布置在凸轮轴端

转子的内部。于是，从机油泵过来的压力机油就能从轴承上方经过凸轮轴轴颈圆周上的孔进入位于其内部的机油比例阀，然后再根据相位调节的要求，从那里通过凸轮轴上其他的孔流入相位调节器的一个或另一个腔中，这样机油从比例阀到相位调节器的流程极短，从而就能获得所要求的高调节速度。而机油比例阀则由单独固定在凸轮轴旋转轴线上的电磁线圈通过一根销轴来实现电子控制。通过上述机油引导方式的优化，在热机油的情况下，相位调节器的调节速度在怠速时能够超过 100℃A/s，而从 2000r/min 起就能够达到 200°CA/s，即使温度低至 -15℃冷起动时也能更迅速地进行调节（图 4-94）。

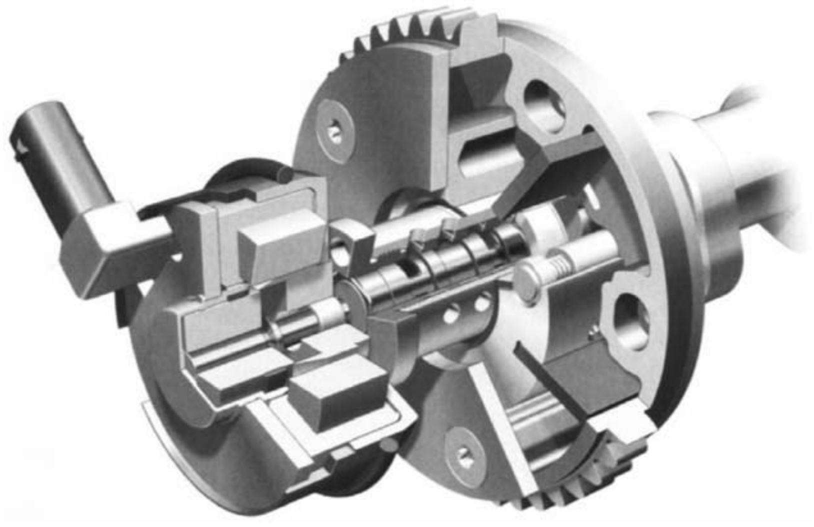


图 4-93　进气凸轮轴相位调节器

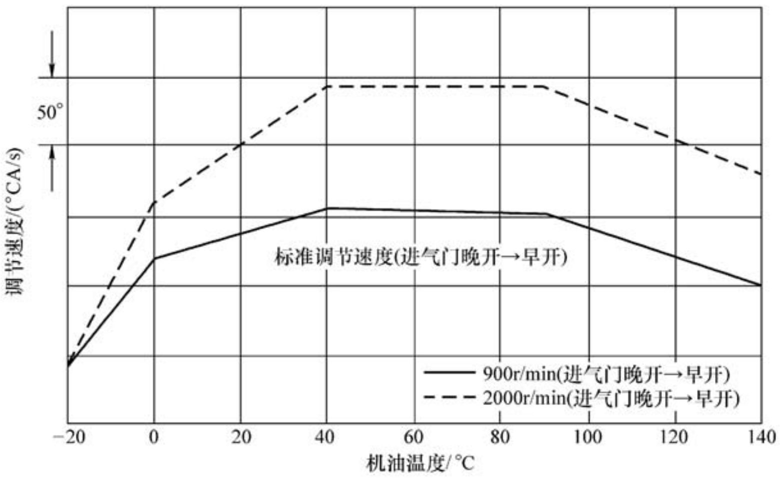


图 4-94　凸轮轴相位调节器调节速度与机油温度的关系

（3）曲轴、扭振减振器、活塞和连杆

与老机型相比，直喷式机型的曲轴已改进设计得更加坚固，为了优化内部平衡，其结构以 8 个平衡块为基础进行设计。为了在具有足够强度的同时能获得非常良好的声学特性，曲轴主轴颈的直径定为 58mm。由于曲柄臂较宽，因此在确保性能相同的情况下能将主轴承设计得较窄，以达到摩擦功率和曲轴刚度之间良好的折中。这种高刚度是发动机－变速器动力总成声学优化设计的基础。

曲轴－链轮－扭振减振器之间通过齿形角为 120°的端面齿啮合连接，借助于这种新型的连接技术，无论是链轮还是扭振减振器都能够在很小的直径上实现对中和传递所产生的高转矩（图 4-95）。这种对中非常重要，因为径向轴密封圈直接在扭振减振器的轮毂上运转，因此必须确保必要的同轴度。通过采用这种新型的连接技术，使曲轴第一道主轴承向里缩进了大约 9.8mm，第一个曲柄臂也作了相应的改动，发动机的前端大大缩短，从而使发动机获得了紧凑的结构长度。

图 4-95　曲轴－链轮－扭振减振器之间的端面齿啮合连接

扭振减振器改成了成本低而又很可靠的薄钢板冲压结构，其上的端面啮合齿同样也是一起冲压出来的。

活塞（图 4-96）是轻型结构耐热铝合金铸造活塞，并带有第一道环槽镶座和不对称成型活塞销孔。活塞环槽镶座至今只有在高负荷轿车柴油机上才使用，而在这种汽油机活塞上应用环槽镶座是很罕见的，这样能够在任何发动机负荷和转速下确保第一道活塞环都处于最佳的工作状况，而无须缩短活塞压缩高度。这种结构设计首次应用在奥迪 2.0L－T－FSI 汽油机上。为了降低摩擦功率，已将活塞裙部的承载面缩小到了最小，并进行了涂层处理。有针对性地将第一道环槽倾斜有助于在

发动机整个使用期内降低机油消耗量和漏气量。复杂的活塞顶面形状浇铸成形有利于降低活塞的制造成本。第一道活塞环是不对称球面 PVD（物理蒸汽沉淀）涂层氮化钢环，第二道活塞环是鼻形气环，而第三道活塞环是双斜切式软管弹簧涨圈刮油环，它具有倾斜的环岸，使得机油消耗量从一开始就处于最低的水平上。

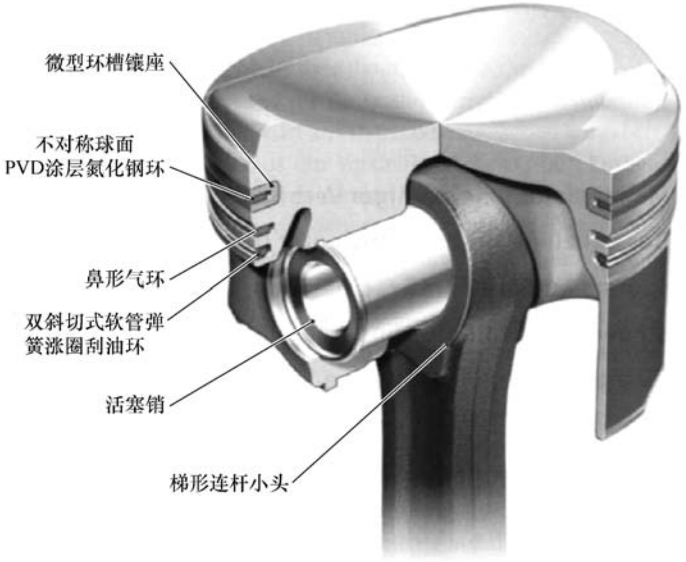


图 4-96　具有第一道活塞环槽镶座的活塞

具有梯形小头的连杆则是经久考验的奥迪发动机通用的标准部件。

（4）辅助设备底座—多功能模块

除了辅助设备底座的常规功能，包括用于发电机、空调压缩机和张紧器的带传动装置之外，作为组合模块的底座还集成了下列部件和功能：

- 用法兰连接的机油冷却器。
- 直立式机油滤清器（图 4-97）。
- 机油压力开关。

这就是说，辅助设备底座是机油和冷却液循环回路的组成部分，而且这种结构形式无论发动机是横置还是纵置都是直立在发动机的前面，是日常维护保养的最佳位置，但必须确保在更换机油滤清器滤芯时不会有机油向上逸出或留存在底座上，这是用这样的方法来实现的：当向上取出机油滤清器滤芯时，受弹簧作用力的心轴带着挡油圈一起将辅助设备底座中的机油放油通道打开（见图 4-97），这样机油就能够回流到气缸体曲轴箱中去，当滤清器旋出来的时候就不会有机油向上逸出了。

（5）发动机内部的冷却液循环

与 2.0L－TFSI 机型相比，新的 1.8L－TFSI 机型进行了以下改进：

- 气缸盖中冷却液横向流动（图 4-98）。

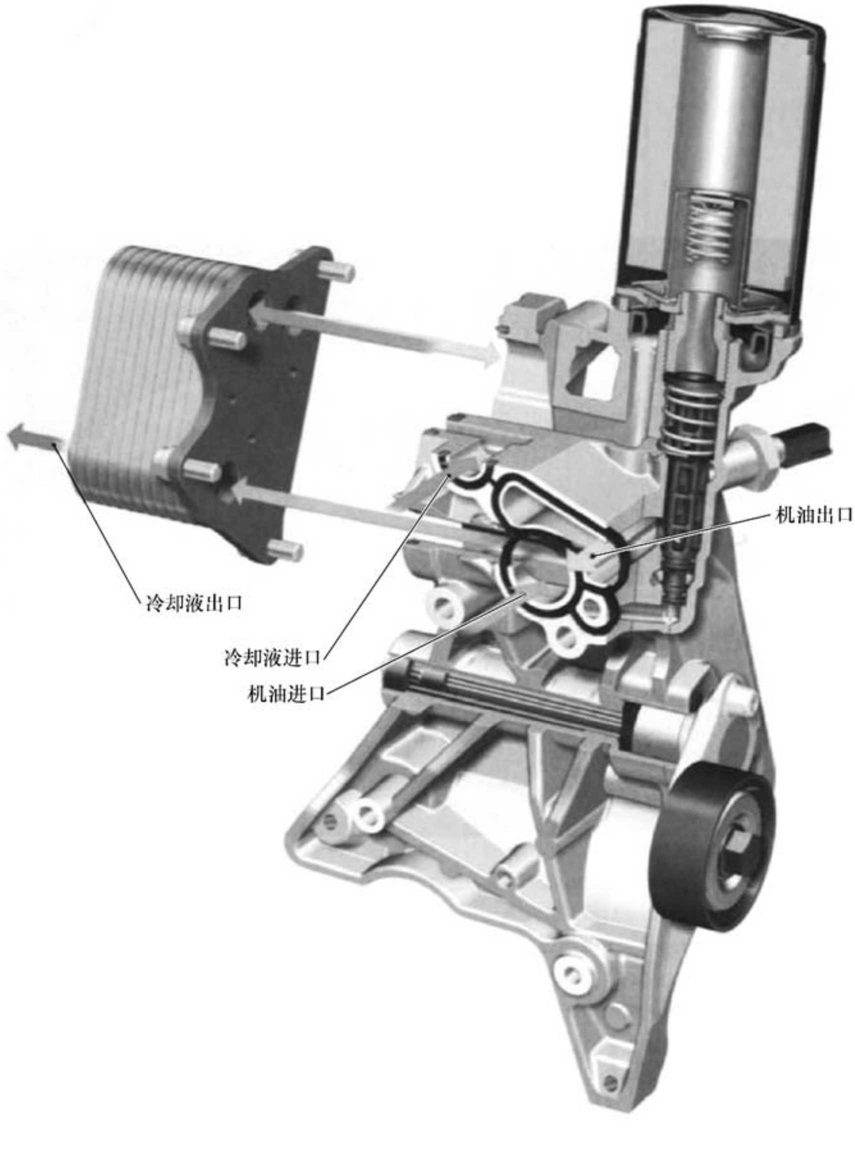


图 4-97　辅助设备底座

- 冷却液泵、节温器和冷却液温度传感器都集成在节温器壳体上（图 4-99）。
- 冷却液泵由齿形带传动。

虽然冷却液纵向流动在最高热负荷时能得到较高的传热系数，但是 1.8L – TFSI 机型采用的横向流动则能获得均匀分布的传热系数（图 4-100，见彩插）。从图 4-98 上可以清楚地看到发动机内部冷却系统的整体功能，节温器位于进气管下面气缸体曲轴箱侧面，而冷却液泵用法兰连接在其侧面。冷却液泵由一条与发动机使

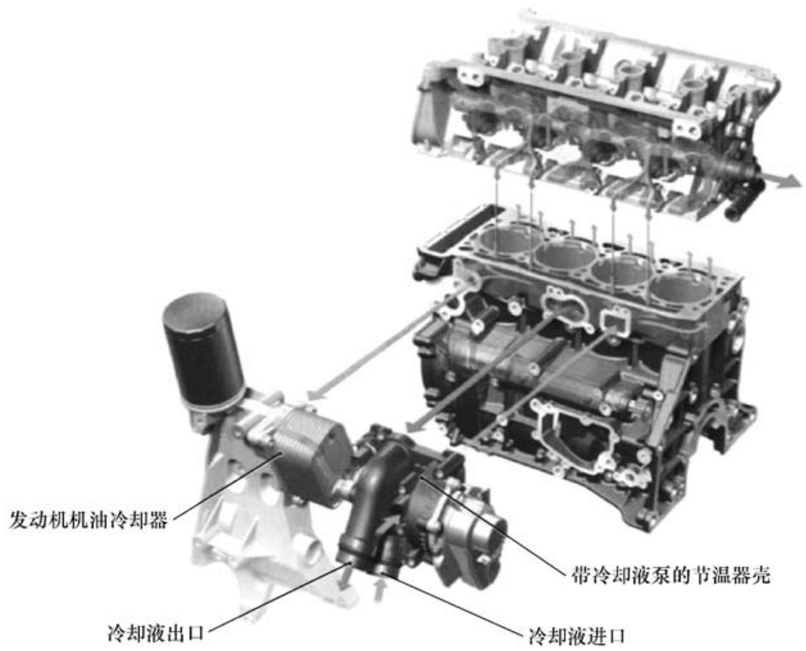


图 4-98　发动机内部的冷却液循环

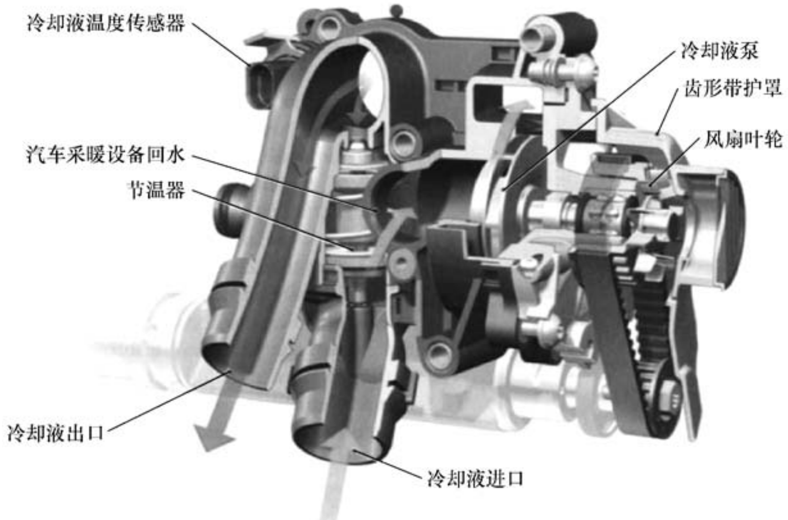


图 4-99　冷却液泵和节温器

用寿命一样长的齿形带传动，并且无张紧装置，它将冷却液输送到气缸体曲轴箱的进气侧。在布水道中冷却液被分配到各缸环绕气缸四周流向排气侧，并分流出一部

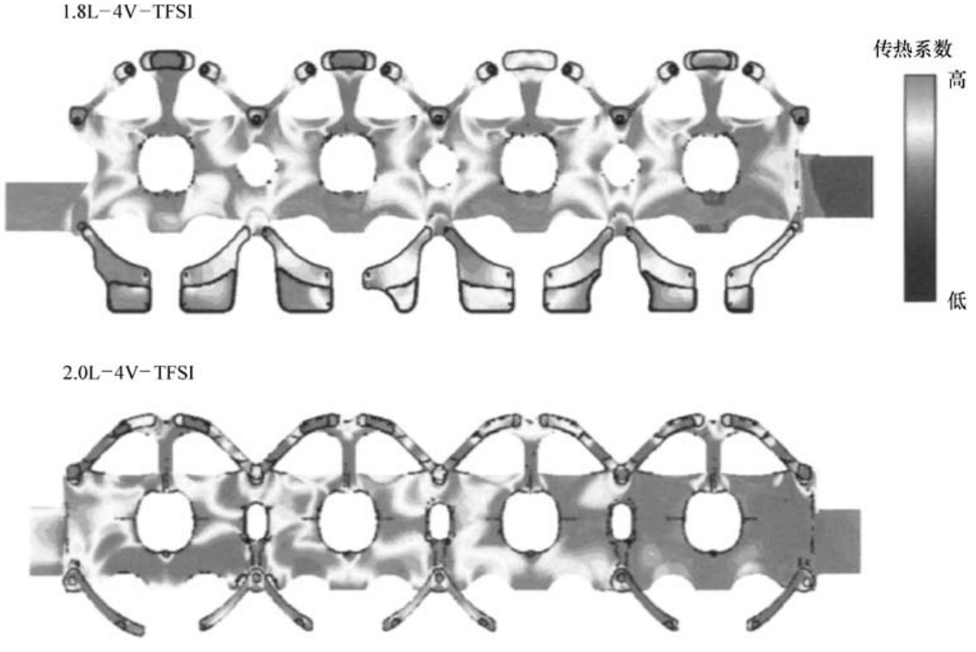


图 4-100　1. 8L 与 2. 0L 机型气缸盖中传热系数分布的比较

分体积流量用来冷却废气涡轮增压器和机油冷却器，而大部分冷却液向上流入气缸盖，首先冷却排气门和火花塞三角区，再流向进气门。热的冷却液可经过气缸盖后端面的一个出口供给汽车采暖设备。从气缸盖出来的冷却液向下汇流到集成在气缸体曲轴箱进气侧的水腔中，再经管道流到节温器。节温器的调节温度为 95℃，根据其开启状况，冷却液流向散热器，或直接流回冷却液泵进行小循环。从气缸体曲轴箱、机油冷却器、汽车散热器和采暖设备出来的冷却液都流入节温器壳体，全部的冷却液流量被冷却液泵吸入。节温器壳体由 PPS 塑料制成，在低成本的同时又能确保高的形状稳定性和较轻的重量。此处所使用的节温器就是通常的石蜡式节温器。

冷却液泵的泵水量为 160L/min。为了能减轻重量，其壳体选择 PF GF30 热固性塑料作为材料，这种形状稳定的结构能够获得具有足够刚性的壳体。冷却液泵采用齿形带传动，由于靠齿型来进行力的传递，因此与 V 带相比，允许带张紧力较小，这有利于减轻冷却液泵轴承的受力状况，相应地就能使用较小的轴承，从而减少功率损耗。安装在护罩中的齿形带传动用装在齿形带轮上的风扇冷却。另外，这种冷却液泵上还应用了一种新型的密封装置，与以往通常使用的轴向滑动密封圈不同，它是由密封圈径向密封的。冷却液泵叶轮由 PPS GF40 材料制成，由于其叶片具有特殊的形状，因此允许高速运转而不易产生穴蚀的危险。这种方案具有以下优点：

- 由于冷却液泵采用小轴承、径向密封、齿形带传动和较小的运动件质量，因此功率损耗较小。
- 不产生噪声。
- 结构紧凑，成本低。

发动机停机后由一只电动冷却液泵后续运转来确保废气涡轮增压器在极限负荷运转后，特别是在停机后发动机对其继续加热情况下的冷却。

（6）气缸盖、凸轮轴轴承桥和气缸盖罩

新机型的火花塞位置、进气道位置和尺寸、用滚流板分隔成上下两半的进气道、气门夹角、气门中心距和气门尺寸、滚轮摇臂式配气机构和装配式凸轮轴都继承了老机型的结构设计。但是，由于采用了冷却液横向流动、正时链传动的双凸轮轴和新型的进气凸轮轴相位调节装置，并取消了凸轮轴轴承盖框架而采用集成凸轮轴轴承盖的整体式气缸盖罩，因此气缸盖必须进行较大的修改。同时，为了将这种使用三条链传动的发动机的配气传动侧设计得短一些，就必须将进排气凸轮轴最前端的两个轴颈布置在配气传动链的前面，并支承在一个轴承桥上。该轴承桥是一个承担多种功能的压铸件，所有的加工都是单件进行的，这样就存在相对于进排气两根凸轮轴的对中问题，而其主要任务在于进排气凸轮轴最前端的两个轴承支承以及这两个轴承和凸轮轴相位调节器的机油压力供应，并且这两个轴承都做成轴向推动轴承。为了支持和保障凸轮轴相位调节器的功能，在轴承桥中通往凸轮轴相位调节器的机油通道中集成了一个止回阀和一个滤网，而且该机油通道还承担着从主油道向气缸盖中的两条长油道分配机油的功能。另外，控制凸轮轴相位调节器机油的电磁阀也在轴承桥上密封，并用螺栓固定在它上面。

气缸盖罩是用 AlSi9Cu3 材料制成的低成本压铸件，而发动机前端上方的链盒盖是个塑料件，其密封面做成倾斜的平面，以便于链的安装，并避免形成三面密封的台阶形。

（7）曲轴箱通风

1.8L－TFSI 机型的曲轴箱通风系统是单纯的机体通风，如图 4-101 所示。曲轴箱侧面的取气口位置位于正对第 3 和第 4 道曲轴主轴承部位避开机油飞溅的一侧，同时机油池与曲轴箱之间又用油底壳上件挡油板（见图 4-92）隔开，因此曲轴箱侧面的取气口部位被机油飞溅减少到了最低程度。另外，将机油通道与通气通道分开，这样就能避免机油油雾混入曲轴箱漏气中去。

机油粗分离器直接正对着曲轴箱通风取气口安装在曲轴箱外侧面上，它由两级串联的分离器组成，第一级分离器用碰撞板和扩大容积来达到分离机油的目的，而第二级分离器同样也是按碰撞板原理工作的。这些肋片状的碰撞板带有坡度，这样在重力和离心力的作用下，被分离出的机油就能够朝一个方向汇流到一处，并从那里的一个回油通道排出去。两级分离器的回油通道是彼此分开的，并将回流的机油一直引导到油底壳机油油面以下。与机油粗分离器相连接的通风管的特点是具有较

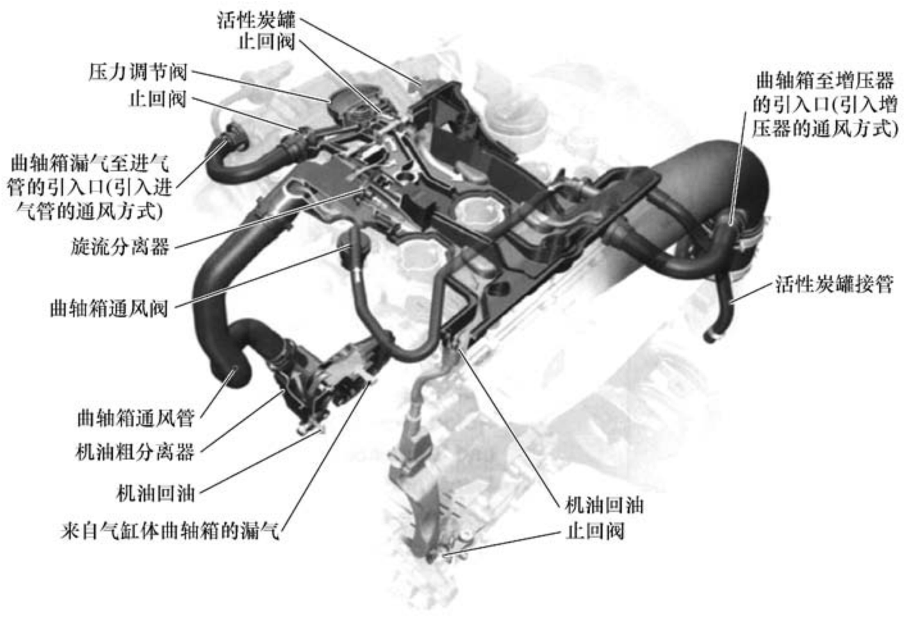


图 4-101　曲轴箱通风系统

大的横截面，因而流经其中的曲轴箱通风气流的流动速度足够慢，从而防止机油雾撞击通风管壁。

机油细分离器集成在比机油油面高得多的发动机罩盖中，它由一个单级旋流分离器和与其并联的旁通阀组成，这种布置形式能够在较低的压力损失下达到了较高的分离效率。被分离出来的机油通过集成在发动机中的通道一直回流到油底壳机油油面以下，在该通道的末端还装有一个止回阀，它可以防止由于猛烈的横向加速度或摆动而使该通道中的机油柱过于猛烈地向上冲动。

两级压力调节阀与两个止回阀一起集成在一个模块中，该模块是 2.0L－TFSI 汽油机上使用的模块稍加改进的变型。这两个止回阀在很小的压力差下就能开通，从而控制曲轴箱通风流向进气管或废气涡轮增压器压气机的流量。由于装备了这种两级压力调节阀，就能用一个非常小型的组合阀确保曲轴箱通风系统在发动机所有运转条件下都能达到非常均匀的压力水平。

曲轴箱通风阀（PCV）通过装在气缸盖罩中的一个阀将新鲜空气吸入，这样的安装位置达到了最佳的工作方式，通风量已适合于在该发动机特定条件下达到最佳的排除机油中水分和燃油的效果。

（8）降低发动机噪声的措施

为了降低燃油耗和提高性能，需要通过提高喷油压力来实现高效率的燃烧过程，这就对零件的强度和发动机的声学特性提出了新的要求，同时当今对该档次汽

油机的舒适性要求也提高了，因此在开发基础发动机时就必须对这方面有所打算。1.8L－TFSI 汽油机在这方面的开发目标是，即使发动机负荷有了明显的提高，但是在所有声学特性方面都应比 2.0L－TFSI 机型有明显的改善。这是通过以下三方面来实现的：

- 减少机械噪声传到汽车结构中去——250Hz 以下的低频噪声排放（轻微的嗡嗡声和振动）。
- 减少中频范围噪声排放——250～800Hz（降低发动机运转粗暴性）。
- 明显减少高频范围噪声辐射——800～3000Hz（总噪声水平降低≥汽车侧隔声降低噪声的潜力）。

该发动机上的平衡轴传动机构（见图 4-91）在这个排量等级的发动机中并非是标准的结构形式，但它对降低低频噪声排放有良好的效果。采用这种平衡轴，一方面能够完全平衡这种发动机结构形式所决定的 2 阶往复惯性力，另一方面能够使相对于发动机纵轴的惯性力矩峰值移位，起到平抑惯性力矩波动的效果。根据运转工况的不同，惯性力矩的峰值最多可降低 50%（图 4-102 右图），因此 1.8L－TFSI 汽油机的 2 阶振动，特别是从 3000r/min 起要比无平衡轴传动机构的同类型汽油机低 15dB 以上（图 4-102 左图）。由于用于支承平衡轴的隧道式轴承位于气缸体曲轴箱侧壁以及油底壳上件较高刚度的结构设计，使气缸体曲轴箱装配组件的基础刚度提高了 20%，这样就使得发动机－变速器总成的一般振动形式（高度方向和横向弯曲）处于发动机主激励之外，防止了汽车内部嗡嗡低频噪声的增大。

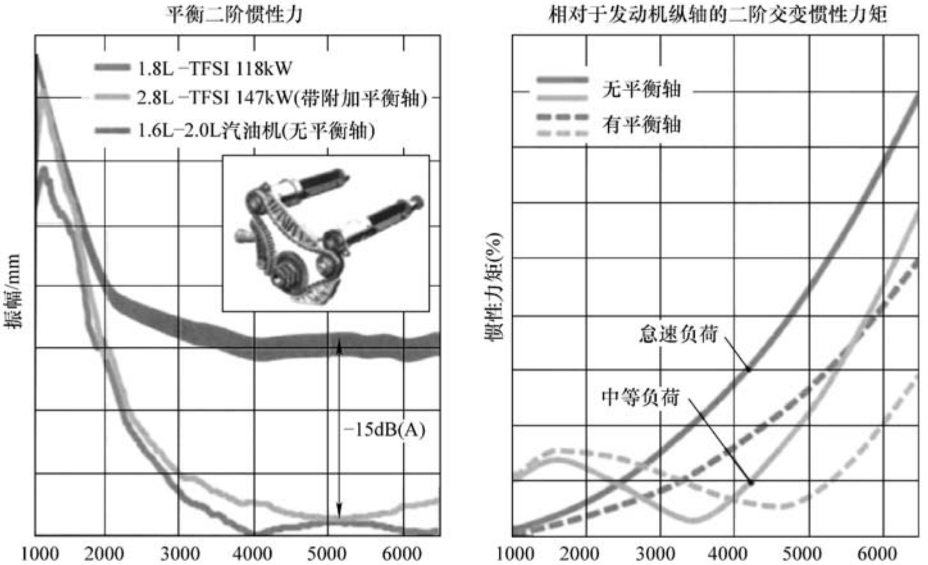


图 4-102　平衡轴的效果

为了降低中频范围内的噪声排放，对曲轴和气缸体曲轴箱进行了广泛的加强和改进。为了能够大大地降低轴向振动及其所产生的振动力，用横向螺栓将中间几个主轴承座与气缸体曲轴箱裙部外壁紧固在一起（见图4-92），从而获得了较高的抗剪刚度，极其有效地降低了气缸体曲轴箱侧壁的振动，因而从总体上成功地减少了250～800Hz频率范围内的空气和固体噪声排放，即使在高性能和加速性极好的全负荷工况下，发动机也运转得很轻快柔和，而使驾驶人不太感觉得出来。

为了减少高频噪声辐射，在开发初期就已借助于计算机辅助工程（CAE）方法对那些旨在降低噪声的发动机罩盖进行优化设计。其中特别是对链盒盖和配气传动机构罩壳的设计提出了挑战，在密封性和功能方面是丝毫不允许疏忽的。链盒盖被设计成塑料结构形式，而配气传动机构罩壳则用夹层阻尼板（见图4-92左侧放大图）制成。模拟计算结果表明，即使刚性优化的铝罩壳也达不到夹层阻尼板材料降低噪声的潜力，这两种样品的测试已证实了该模拟计算的结论。与此相反，由于油底壳上件降低了底座的噪声激励，而油底壳下件通过模拟计算获得了布局优化的结构，因此它们可换用单块钢板制成而不会存在声学方面的缺陷。这些措施特别是在1～2kHz频率范围内明显降低了发动机－变速器动力总成的总体平均噪声水平。因此，1.8L－TFSI汽油机以其低噪声以及高功率和高转矩成为众多同类竞争机型中的佼佼者（图4-103）。

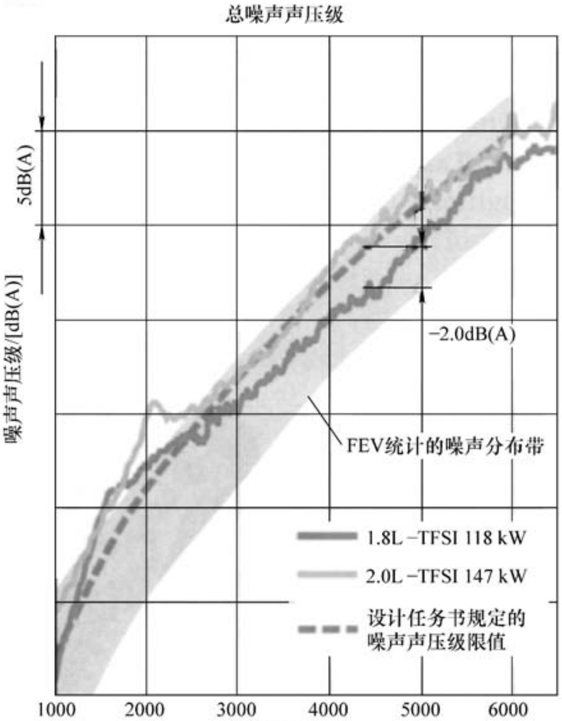


图4-103　总噪声声压级的比较

4.6.3　进排气系统和燃油系统的改进

废气涡轮增压器和进排气系统是在 2.0L－TFSI 汽油机量产使用的部件基础上进一步开发的，而在开发燃油系统时必须考虑到对发动机性能已提出了更高的要求以及未来的废气排放法规。

（1）废气涡轮增压器－排气歧管模块

用于 1.8L－TFSI 汽油机的废气涡轮增压器模块的开发目标是，将部件集成得能适用于所有的现有汽车系列而不改变相邻部件的结构，并已用一个单元模块达到了这样的目标。该单元模块能用于包括右置转向盘在内的所有发动机纵置和横置式驱动方案，并实现了靠近发动机安装的催化转化器。这种废气涡轮增压器的基础是 K03 系列的一种增压器，采用废气轴向流出的 5.88 涡轮与博格华纳（Borg Warner）公司生产的2074 DCB 型压气机相配对，并与 2.0L－TFSI 汽油机类似也应用了由排气歧管与涡轮壳集成并带有与气缸盖连接法兰的整体式模块件（图 4-104），它选择著名的 D5S 高耐热合金灰铸铁作为材料，允许废气温度高达 950℃。该增压器还具有一个水冷却的中间轴承壳体，并带有一个外部机油接口。同时，通过对控制膜盒和操纵废气放气阀的杠杆系统的彻底修改，使废气涡轮增压器的调节质量得到了明显的改善。整个废气涡轮增压器模块满足了对开发方案所提出的热力学和安装技术方面的要求。

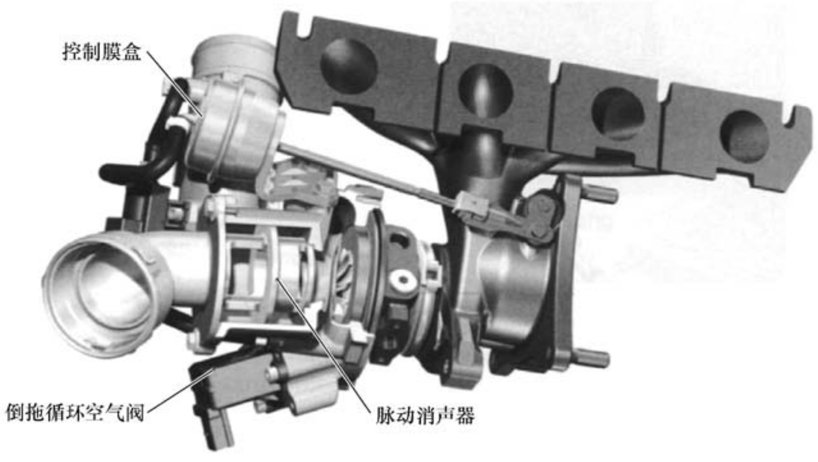


图 4-104　废气涡轮增压器－排气歧管模块

这种增压器的转子（压气机叶轮和涡轮机叶轮）与老机型相比已作了改进，能适应有关功率和加速性方面的热力学指标的要求。应用了一种经优化的涡轮机叶轮，其背部加高使热力学性能得到了优化。由于空气动力学更为有效，因此即使惯性矩稍有增加，但效率提高了 4%，因此这种废气涡轮增压器在低转速范围内的加

速性得到了明显的提高，而且高转速范围内流经涡轮的流量也能增大。

由于发动机的装配状况已有所变化，因此铝制压气机壳根据具体情况重新设计，出气弯管、消声器壳、电控倒拖循环空气阀、活性炭罐和增压压力调节阀都直接集成或用螺栓连接在压气机壳上。紧接在压气机出气口安装的脉动消声器能降低各种压力脉动。在流体机械上，这种压力脉动的频率取决于叶片的数量，并对发动机噪声产生不利的影响。临界频率大约在2400Hz或5000Hz，只有采用双腔消声装置才能满足高消声效果的要求。1型和2型（批产用）消声器的消声效果示于图4-105（见彩插）。

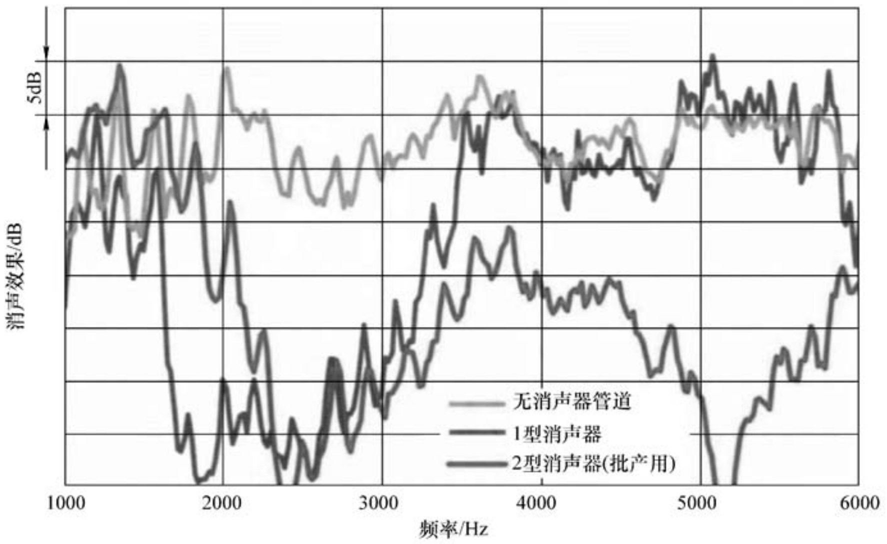


图4-105　进气消音器消音效果的比较

（2）进气模块

2.0L－TFSI机型的进气模块零件在热力学和成本方面已经过优化，可以用于新设计的1.8L－TFSI机型的进气模块总成（图4-106），除了基体之外它还包含有滚流阀及其操纵机构，例如气动执行器、开关阀和滚流阀位置反馈传感器等，另外还包括了节气门以及活性炭罐导管和燃油管道，这些部件都用自攻螺钉方式固定在其基体上。进气模块基体自身是由上下两半壳体组成，其模具分型面的选择使焊缝避开气道或滚流阀轴承范围，以防止由于上下两半壳体的错位而引起空气流动的不连续性，这是采用将转阀插在模具中以后再进行注塑的方法来达到的，同时采取在基体上下表面附加加强筋、局部加大壁厚以及优化焊缝分布位置等措施来提高基体的破裂强度和改善其声学特性。由于基体选用了玻璃纤维加强的耐高温的PA66 GF35高强度尼龙作为材料，为实现非常大的气门重叠提供了前提条件。当然，这样的材料要求同样也适用于滚流阀，因为为了将气流正确地导入气缸盖，滚流阀位

于进气管靠近气缸盖的前端，同时为了提高耐高温性，必须将滚流阀连同转轴一起做成一个零件，而且这样还能够获得高的扭转刚度。正是出于这样的原因，滚流阀轴及其操纵杠杆都采用 PPS 工程塑料作为材料。

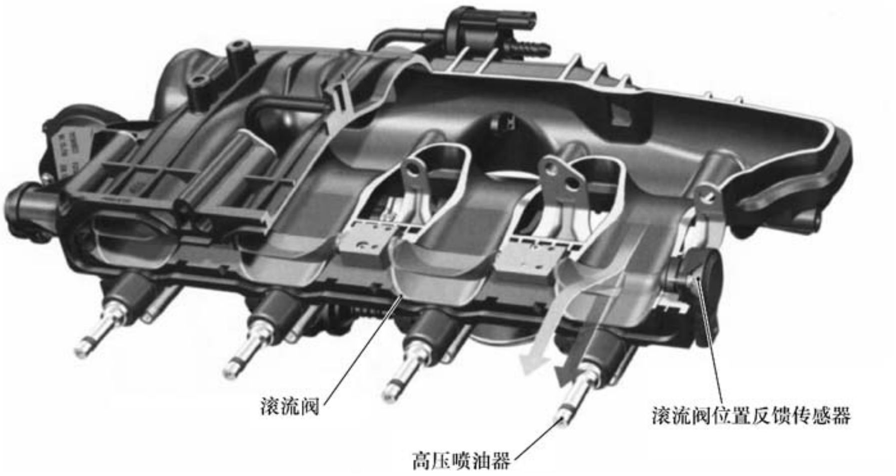


图 4-106　进气模块总成

由于至今滚流阀仍布置在进气道当中，因此采用了一种流动优化的高刚度簸箕形滚流阀，这种滚流阀在需要时可使进气道完全畅通，而在关闭状态又能产生高的滚流强度。进气道中的滚流阀翼板设计得能封闭其侧面剩下的孔口从而产生强烈的进气滚流，而在其打开的时候又不妨碍进气流动，因此与 2. 0L – TFSI 汽油机相比，其滚流强度提高了 20 %。

就热力学而言，滚流阀可以放弃中间位置的调节，因而两个调节位置的气动调节器就足以满足要求了，但是由于放弃了电动调节器而又应用了塑料滚流阀轴，为了诊断的需要必须应用一个反馈滚流阀位置信息的传感器，它安装在执行器对面滚流阀轴的自由端。

为了使进入进气管的气体达到最佳的均匀分布，将气缸体曲轴箱通风和活性炭罐通风的引入口位置均布置在节气门后面的直通空气管道上。

（3）燃油系统

在开发燃油系统的时候特别重视在全球范围内的使用适应性，这除了对现有燃油的适应性之外，还必须满足有关车载诊断系统（OBD）和防止燃油蒸发等方面的要求。燃油系统的所有零件都用不锈钢和黄铜制成。除了高压喷油器之外，燃油系统其余的密封部位都是焊接或用金属密封的。系统无回油，并首次取消了低压传感器，系统的低压输油压力为 0. 35 ~0. 6MPa。

1. 8L – TFSI 机型应用了博世（Bosch）公司生产的可按需调节的高压燃油泵（图 4-107），泵油压力已提高到 15MPa，比 2. 0L – TFSI 机型提高了 4MPa。油量控

制阀与限压阀同样都集成在高压燃油泵上。限压阀能限制系统压力过高，例如在发动机倒拖运行或停机后受热阶段就可能出现这种过高的系统压力，但与 2. 0L – TFSI 机型不同的是，这里不是在低压油路内而是直接在高压燃油泵的泵油腔内限制燃油压力的。一个金属制成的大尺寸燃油稳压器承担平抑低压油路内压力波动的功能。

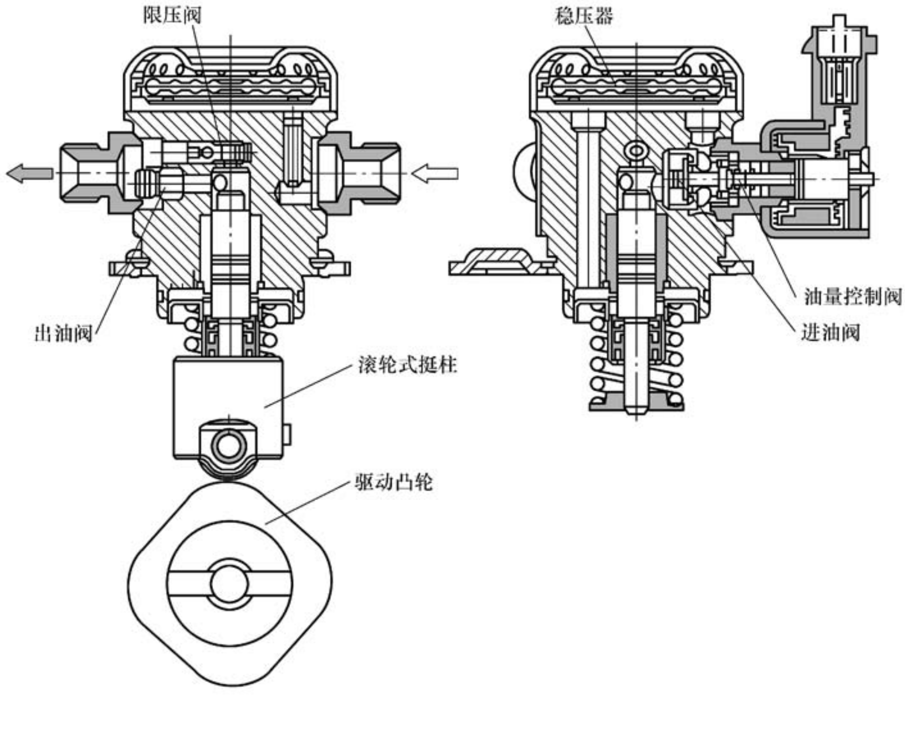


图 4-107　高压燃油泵

高压燃油泵通过一个滚轮式挺柱来传动，并首次采用方形四角凸轮驱动，这样就能够通过调整 4 个凸起的相位，将这 4 个“油泵凸轮”布置成好像 4 个“气门凸轮”，并与进排气凸轮相位错开，从而使配气传动机构中的链条力最多能降低 30%，另外还有一个优点是能减小凸轮升程，2. 0L – TFSI 机型上采用一个升程为 5mm的三角凸轮，而 1. 8L – TFSI 机型则应用一个升程为 3. 5mm 的四角凸轮，由于升程较小，每次供给燃油共轨的单次体积油量就较少，因此在高压范围内的压力波动也就较小，同时喷油器的计量精度也得以改善，因为每次喷油都对应着一次供油行程。

与 2. 0L – TFSI 机型相比，高压燃油泵的供油频率提高了 33 %，因此油量控制阀（MSV）必须重新设计。通过油量控制阀中电磁线圈磁回路的优化，使得油量控制阀的工作频率最高可达到 14 800 次行程/min，而在 2. 0L – TFSI 机型上该频率

仍被限制在 10 000 次行程/min。在进油阶段，由于低压油路的输油压力与油泵柱塞向下运动而造成的压力差，燃油流入泵油腔，此时油量控制阀不通电，在其弹簧作用下将进油阀顶开，而在紧接着的压油阶段期间，燃油首先仍通过被油量控制阀保持开启的进油阀回流到低压油路，一旦油量控制阀通电将进油阀关闭，燃油就开始被泵入燃油共轨，此时油量控制阀通电只是释放进油阀而使其在自身弹簧压力的作用下关闭，由于油泵柱塞上行压挤燃油，在油压作用下进油阀继续保持在原始关闭状态。

将高压燃油从油泵输送到燃油共轨的高压油管，与燃油共轨一样也是焊接结构。由于采用方形四角凸轮驱动，使得燃油压力波动较小，因此燃油共轨的容积可以从 130cm^3（2.0L－TFSI 机型）减小到 80cm^3，于是在发动机起动和从倒拖运转恢复到正常运转的情况下，燃油共轨中的油压建立得比较快，同时其较小的内表面对强度、重量、所需的结构空间和成本等方面都起到了有利的作用（图 4-108）。

基于印制电路板技术的共轨压力传感器直接拧在燃油共轨上，其检测范围高达 20MPa，而且外形尺寸也要比老型号混合电路传感器的小，同时还能够直接编程不同的特性曲线。

图 4-108　高压燃油系统

4.6.4 发动机性能的改善

1.8L－TFSI 机型的换气和燃烧过程是以 2004 年已量产的 2.0L－TFSI 机型为基础的，但是许多部件都已经过仔细的改进，开发的重点是改善起步转矩，特别是动态转矩的建立。

1.8L－TFSI 机型继承了 2.0L－TFSI 机型的燃烧室形状，其进气道同样也是滚流气道，压缩比则考虑到按燃用辛烷值为 95（研究法）的汽油进行设计而适当降低到 9.5。除了精细地优化滚流阀之外，还采取了新的配气正时策略，对换气过程进行了较大的改进，并在量产中采用多孔喷油器，应用了新型的多油束和双次喷射技术。为了在低转速时获得较高的平均有效压力，混合气形成和燃烧过程必须满足特殊的要求。

（1）燃油喷射

1.8L－TFSI 机型应用了多孔喷油器技术，以便能明显改善混合气的均质化。通过喷孔数目、单个喷孔几何形状、单个分支油束锥角和方位的选择，并与喷油压力相结合，多孔喷油器（图 4-109）可以提供多种多样的匹配可能性，为此进行了广泛的试验研究来验证为数众多的开发目标对喷油系统设计参数的敏感性（图 4-110）。在喷油器的开发过程中，除了进行压力罐试验和石英玻璃单缸发动机试验之外，计算流体动力学（CFD）计算也是一种非常有价值的辅助方法。试验研究已证实，在选定的 10MPa 喷油压力下静态流量为 15cm^3/s 时，采用 6 个喷孔和最短喷孔长度的喷油嘴结构形式是最有利的，而选择最大喷油压力为 15MPa 则使得喷油器能够实现最小和最大喷油量之间大的喷油量跨度，并从而能获得对喷油定时进行精细优化的空间，这样就使得发动机低负荷时最小油量的混合气形成和高负荷时改变喷油参数的可能性都能够解决得比较理想，特别是全负荷工况的混合气形成得到了明显的改善，降低了燃油耗和排放。由于混合气良好的均质化，即使在不利的边界条件下也避免了出现例如提前着火之类无法控制的燃烧过程的倾向。

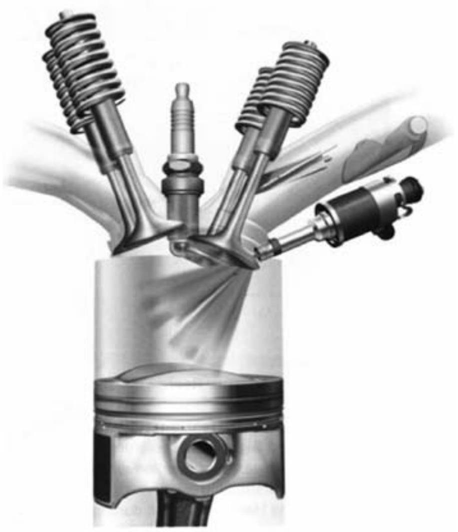


图 4-109　多孔喷油器的燃烧系统

同时，还通过应用双次喷射使得混合气均质化获得了更大的优势。由于将燃油量分配到进气行程和压缩行程分两次进行喷射，促进了燃油与周围新鲜空气更均匀的混合，但是可应用双次喷射的范围却受到限制：负荷太低时受到喷油系统最小喷

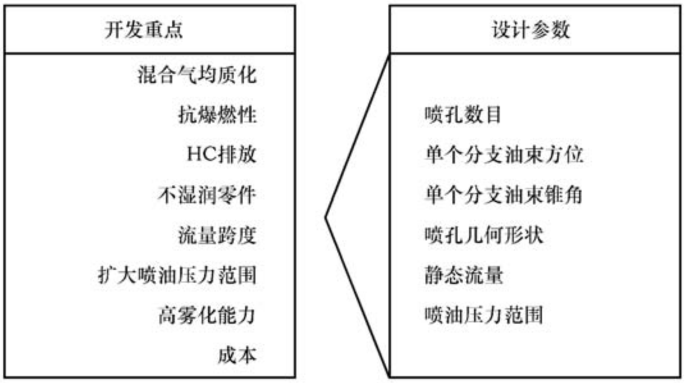


图 4-110　多孔喷油器的设计参数和开发重点

油量的限制；而 3000r/min 时又受到电控单元输出功率级再充电时间的限制。

（2）充量运动

在受爆燃制约的特性曲线场范围内，低转速和高平均有效压力工况必须具有高的燃烧稳定性，其中滚流阀的控制起着十分重要的作用。通过关闭滚流阀使进气充量产生的高强度滚流运动能明显改善混合气的形成。图 4-111（见彩插）示出了有/无充量滚流运动时气缸内部流动模拟计算结果的比较。当滚流阀完全打开的时候，在与进气同步喷射时充量流动使燃油束向下朝活塞运动，并且液态燃油滴碰到活塞顶面，而当滚流阀关闭的时候，燃油束被强烈的充量滚流运动所包围，燃油量中很少有呈液态状的，到点火时刻时已形成了非常有利的均匀的 λ 分布。

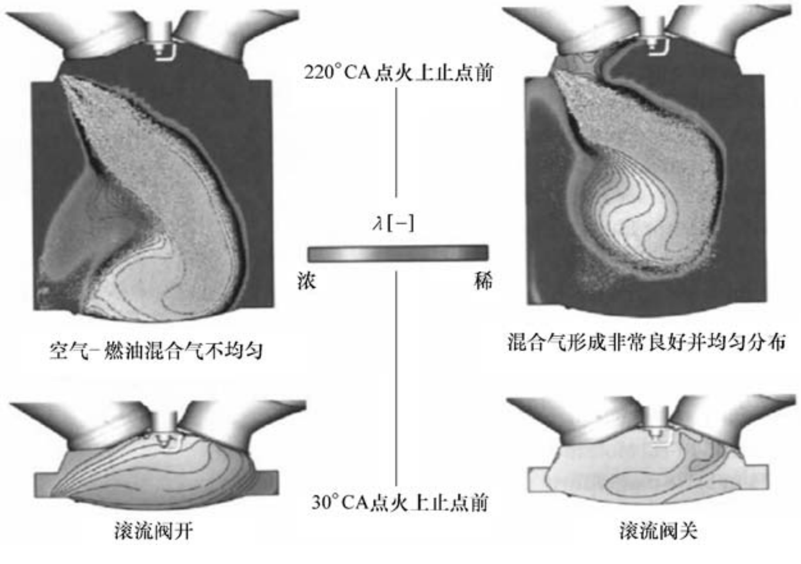


图 4-111　滚流阀开关时混合气形成的 CFD 模拟计算结果比较

在从怠速一直到3000r/min的特性曲线场范围内，滚流阀是始终关闭的，以便确保良好的混合气形成和稳定的燃烧，这样就能够在部分负荷时应用高的残余废气含量稳定运行，并保持高的燃烧效率，而在高负荷时，由于强烈的充量运动而获得良好的均质化，使燃烧速度提高，从而使50％能量转换点出现在较早的相位，平均指示压力p_{mi}的标准偏差也明显减小，因此使在保持低噪声运行的同时首次达到了如此高的平均有效压力。

（3）稳态全负荷特性

1.8L－TFSI机型采取上述优化措施的效果反映在全负荷特性曲线（图4-112）上，在1000r/min转速时的转矩就已经达到了165N·m，而在1500～4200r/min范围内始终保持着最大转矩250N·m，并在5000～6200r/min非常宽广的转速范围内都能发出最大功率118kW，因此能实现低燃油耗的变速器传动设计，并具有运动型汽车的特点。

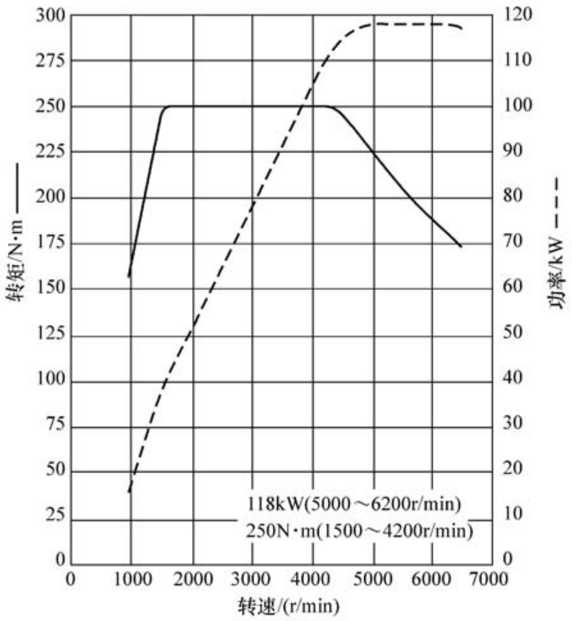


图4-112　1.8L－TFSI直喷式汽油机的外特性曲线

从图4-113上可以清楚地看到，发动机排量修改后在平均有效压力方面的提高是非常明显的。由于在2.0L－TFSI机型上应用了汽油直接喷射，与老的进气道喷射增压汽油机相比，低转速时的平均有效压力得到了非常明显的改善，而1.8L－TFSI机型则通过优化缸内充量运动使起步转矩得到了进一步的提高，特别是在动态转矩建立方面的改善更为显著，这对提高汽车加速性能来说是非常重要的。

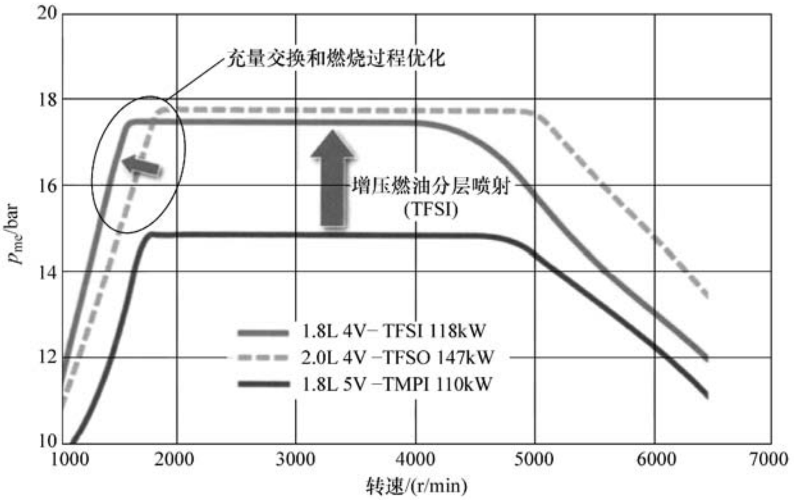


图4-113　几种机型平均有效压力特性曲线的比较

（4）动态加速性能

2000r/min转速时负荷突变的情况示于图4-114上，1.8L－TFSI机型达到全负荷的时间缩短到了1.2 s，而1.8L－TMPI进气道喷射增压机型则需要1.6s。若考察达到1.5MPa平均有效压力所需要的时间间隔，则2.0L－TFSI机型加速时间比1.8L－TMPI机型缩短了0.4s，而新的1.8L－TFSI机型则还能再减少0.4s，已缩短到了1s以下，因此这种新机型的动态性能得到了显著的改善，这对用户来说是非常有利的。

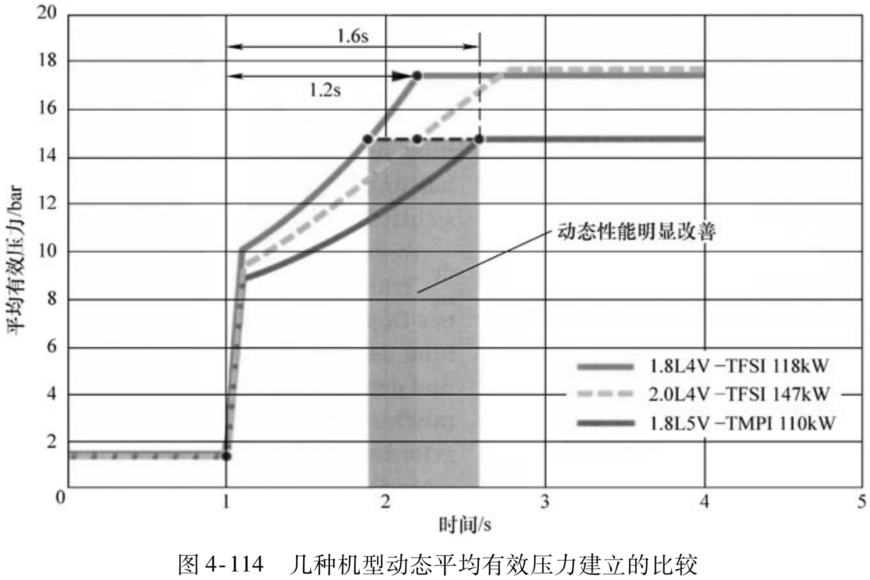


图4-114　几种机型动态平均有效压力建立的比较

由于 1. 8L－TFSI 机型的稳态和动态转矩建立得较快，因此搭载这种机型的奥迪 A3 轿车能选择一个较长的变速器，从而获得良好的行驶动力性。图 4-115 示出了其在最高的两个档位时的新欧洲行驶循环（NEDC）燃油耗和机动性，并与 2. 0L－TFSI 机型和老的 1. 8L－TMPI 进气道喷射机型进行比较。与 1. 8L－TMPI 机型相比，1. 8L－TFSI 机型的行驶动力性稍有改善，但燃油耗降低了 0. 8 L/100km，这相当于在舒适性明显提高和驾驶机动性得到改善的同时燃油耗却降低了 9%。

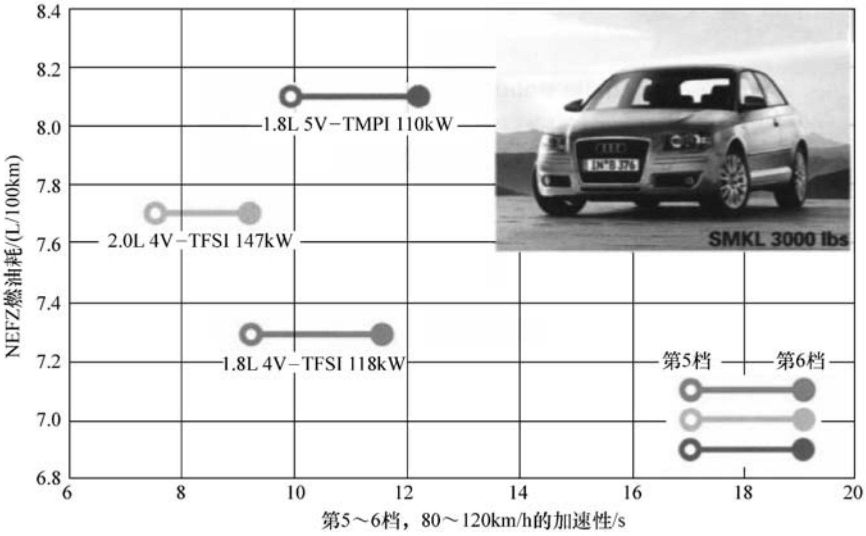


图 4-115　搭载 1. 8L－TFSI 增压直喷式汽油机的奥迪 A3 轿车的加速性和燃油耗

1. 8L－TFSI 增压直喷式汽油机是 2004 年首次推出 2. 0L－TFSI 机型以后奥迪公司轿车汽油机战略的一个里程碑，并再次显示出增压直喷式汽油机未来具有非常大的潜力。

4. 7　大众废气涡轮－机械复合增压直喷式汽油机

4. 7. 1　概况

大众公司于 2001 年将燃油分层直接喷射式（FSI = Fuel Stratified Injection）汽油机推向市场，是在降低汽油机燃油耗方面实施的一项重大步骤，2005 年又在该机型基础上进一步采用了废气涡轮－机械复合增压的新技术，开发成功的复合增压分层直接喷射（TSI = Twincharged Stratified Injection）式汽油机是汽油机技术发展中新的里程碑。该机 1. 4L 排量就能发出 125kW，升功率高达 90kW/L，超过了众多同排量发动机，而在该功率等级的汽油机中又具有明显低的燃油耗，这是采用发动机小型化、缸内汽油直接喷射和废气涡轮－机械复合增压的组合技术达到的。

通过发动机小型化可以进一步挖掘发动机的节油潜力。因为在预先规定的标定功率下，减小发动机排量，可以使发动机运行工况点从特性曲线场中的低负荷范围移向较高的负荷范围，这样一方面由于节流损失大大降低而减少了换气损失，另一方面由于发动机排量和结构尺寸减小而降低了摩擦功率损失，从而使得总效率得到了明显的改善。当然，发动机排量的减小会导致转矩特别是低转速转矩的降低，这在用户实际使用中是无法接受的，但是这能借助于增压来补偿。在汽油机上，除了废气涡轮增压之外，在批量生产中也应用机械增压。对于增压系统的设计，除了要降低发动机的燃油耗之外，还应尽量考虑到用户对驾驶动力性和舒适性越来越高的要求，因此为了最佳地满足用户要求，这种 TSI 汽油机设计方案组合应用了机械增压和废气涡轮增压，将这两种增压系统各自的特点完美地结合起来。这种新型的复合增压分层喷射（TSI）汽油机（图 4-116）具有 240N · m 转矩，平均有效压力高达 2.17MPa。该机采用了可接合或脱开的机械增压器与废气涡轮增压器组合的复合增压，这样在低转速就能够达到最大转矩，并且最大转矩的转速范围十分宽广。

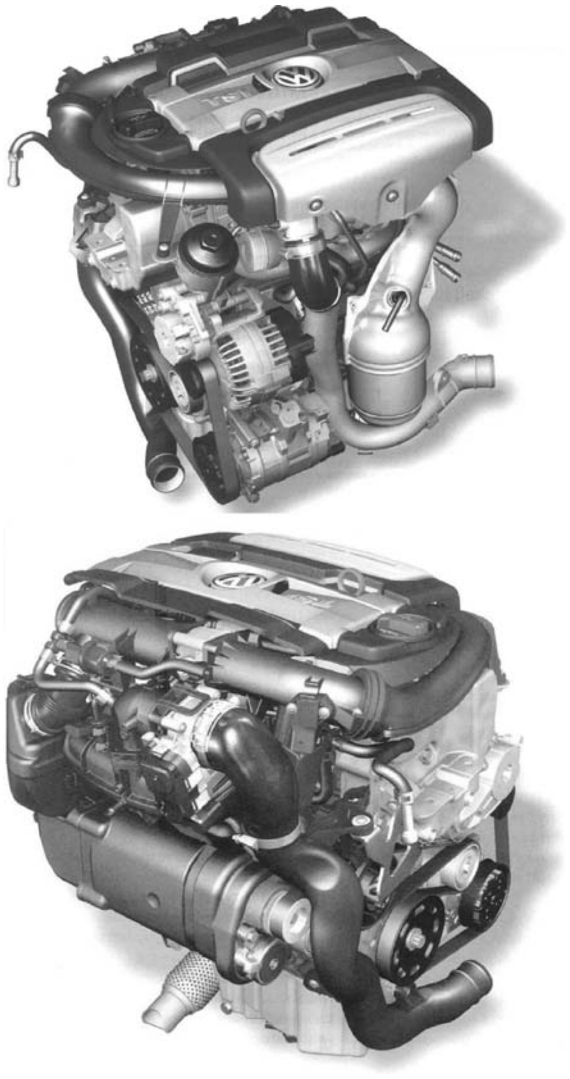


图 4-116　1.4L – TSI 废气涡轮 – 机械复合增压式直喷式汽油机

由于采用了汽油缸内直接喷射，因此能够在压缩比为 10∶1 的情况下增压压力达到 0.25MPa（绝对压力）。搭载于高尔夫（Golf）GT 轿车的这种新型 125kW 汽油机的效率已成为衡量现代汽油机技术的新标杆。

4.7.2 开发目标及其方案

大众公司开发这种高增压小型化直喷式汽油机有两个依据：

- 使省油的燃油分层喷射（FSI）发动机具有更大的驾驶乐趣，满足用户的愿望。
- 为降低大众公司车型平均 CO_2 排放提供更多的技术组合方案。

这种新型的直喷式汽油机采用高尔夫Ⅴ型轿车用的 FSI 直喷式汽油机的 1.4L/66kW 和 1.6L/85kW 机型作为基础发动机进行开发，其所面临的任务和挑战是：

- 低的燃油耗。
- 丰满的转矩特性曲线。
- 高的品质标准。
- 无限制的疲劳强度。
- 低的生产成本。
- 适合于批量生产。
- 结构紧凑。

1.4 L－TSI 复合增压直喷式汽油机的技术数据和外特性曲线如表 4-14 和图 4-117所示，它在 1250～6000r/min 范围内的转矩均超过 200N · m，确实令人信服。这是由于采用了由高速机械增压器和废气涡轮增压器组成的复合增压系统，从而获得了丰满的转矩特性曲线。这种复合增压的增压压力调节方式可以按照驾驶人所期望的转矩来决定由废气涡轮增压器提供的增压压力是否足够，或者是否必须接入机械增压器，如图 4-118 所示。机械增压器从需要的最小转矩起一直持续运转到发动机转速达到 2400r/min，而此期间有意将废气涡轮增压器设计在高效率区运行，并处于较低的转速状态而无法提供足够的增压压力。机械增压器最迟到发动机 3500r/min 时

表 4-14　1.4L－TSI 复合增压直喷式汽油机技术数据

气缸数	4
气缸排量	$1390cm^3$
气缸直径	76.5mm
活塞行程	75.6mm
缸心距	82mm
压缩比	10∶1
功 率	125kW/6600r/min
转 矩	240N · m/1750～4500r/min
最大平均有效压力	2.17MPa
最大增压压力	0.25MPa（绝对压力）
高尔夫 GT 轿车 MVEG 循环燃油耗	7.2L/100km

就脱开了，从该转速起它就相当于一个“涡流孔”，不再起增压作用，而与此同时废气涡轮增压器就开始从助力运转状态逐渐动态过渡到全负荷运转，并单独产生所需要的增压压力，确保转矩特性曲线圆滑平稳过渡。

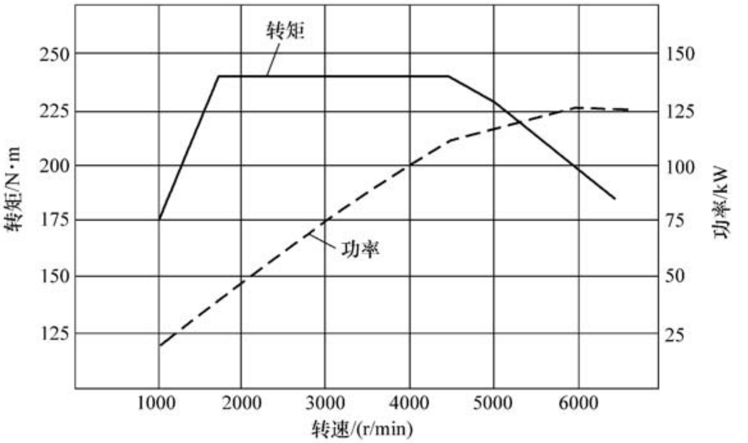


图 4-117　1.4 L－TSI 复合增压直喷式汽油机的外特性曲线

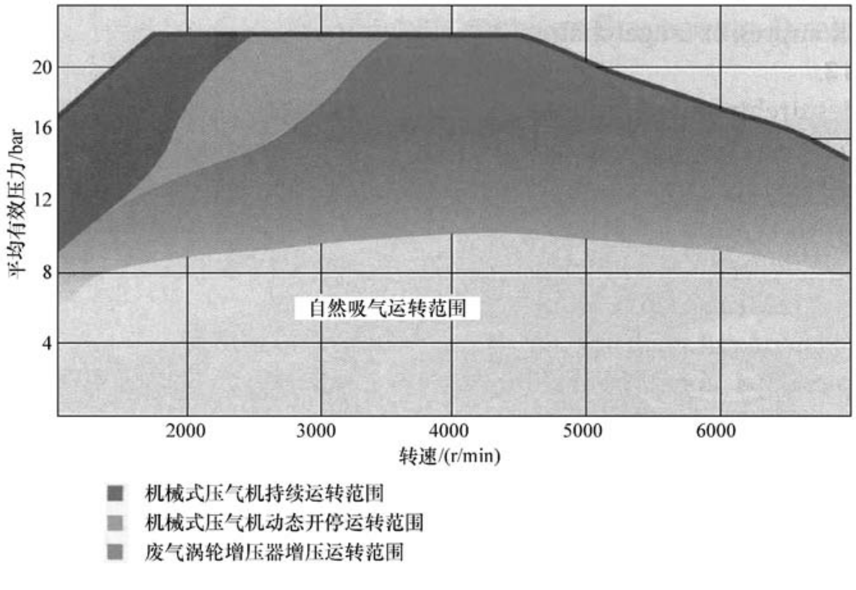


图 4-118　机械增压器运行范围示意图

由图 4-119 可清楚地看到，机械增压器由集成在冷却液泵传动带轮上的一个带电磁离合器（参见图 4-130）的带轮传动。空气调节阀用来为废气涡轮增压器提供其运转工况所必需的空气量，在只有废气涡轮增压器单级增压运转时该调节阀是打

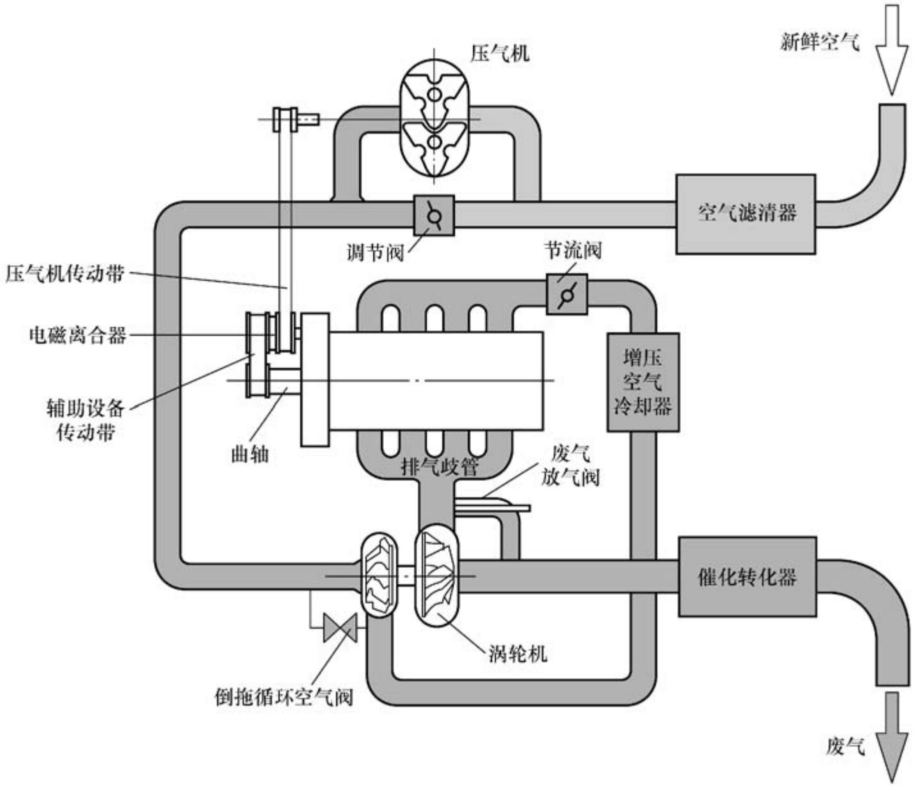


图 4-119　1.4L – TSI 机械 – 废气涡轮复合增压直喷式汽油机的空气管路

开的。废气涡轮增压器压气机以后的增压空气通路与常规的增压发动机一样，经过增压空气冷却器和节气门进入发动机进气管。为了避免发动机在高转速时突然关闭节气门而导致压气机过高的背压，电控的倒拖循环空气阀打开，将压缩空气引回到压气机的进口，从而避免增压器转速降低得太快。

搭载这种功率为 125kW 直喷式汽油机的高尔夫 GT 轿车具有极低的 MVEG（机动车排放组合循环）行驶试验循环燃油耗 7.2L/100km，主要采用了以下措施：

- 发动机小型化，使发动机运转工况点移向更高的平均有效压力范围，从而获得了更低的燃油耗。
- 由于采用了缸内分层直接喷射，因而可采用更高的压缩比。
- 对废气涡轮增压器和排气歧管采取了防护措施，全负荷时无须为保护零件而加浓混合气（允许排气温度高达 1050℃）。

这些技术措施使得这种 TSI 直喷式汽油机为相同功率等级的传统汽油机树立了新的燃油耗目标。2005 年底该机搭载于高尔夫 GT 轿车首次亮相，并于 2006 年一季度搭载于 Touran 轿车推出了专门为燃用 ROZ – 95 汽油设计的 103kW 的变型机，

紧接着又于 2006 年中搭载于更多的 A 级车型，随后还搭载于带直接档变速器的车型。

4.7.3　结构简介

因大众公司的 1.4 L 系列汽油机尽可能采用了积木式模块化结构，因此这种新型的 TSI 复合增压直喷式汽油机通用了基础发动机的许多零部件，其结构开发的重点在于设计新的气缸体曲轴箱、集成电磁离合器的冷却液泵和废气涡轮 – 机械复合增压装置。

(1) 灰铸铁气缸体曲轴箱

新的气缸体曲轴箱采用与 1.4L/66kW 和 1.6L/85kW – FSI 直喷式汽油机一样的顶面敞开式结构（图 4-120）。这种长裙式气缸体曲轴箱选择灰铸铁（GJL）作为材料，以便即使在 2.17MPa 的高平均有效压力下也能确保在任何时候都能够绝对可靠地运转。为了降低制造成本，这种薄壁的气缸体曲轴箱采用卧式浇注工艺进行铸造。平均壁厚为（3 ±0.5）mm，在局部范围内需要视应力大小适当加大壁厚。

这种灰铸铁气缸体曲轴箱的重量只有 29kg（不含主轴承盖），在该功率等级汽油机中是非常轻的，重量能如此轻的主要原因是：

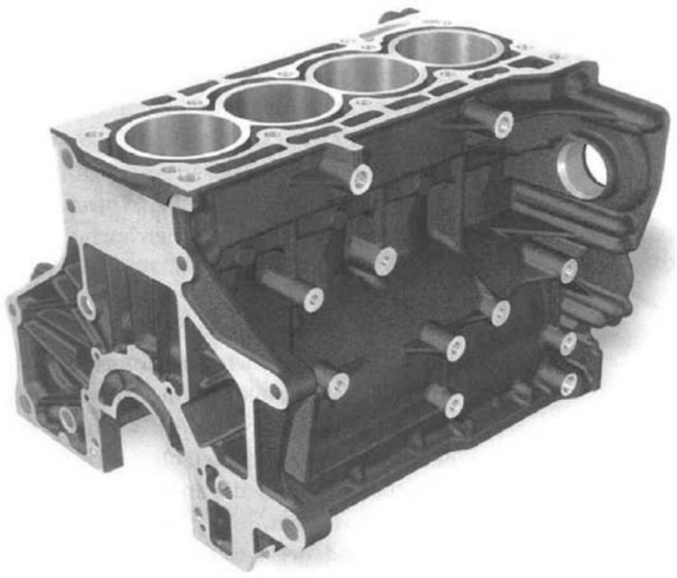


图 4-120　灰铸铁气缸体曲轴箱

- 设计初期就应用了有限元法（FEM）进行计算。
- 曲轴箱侧壁被设计成弧形，具有较高的强度。

- 根据应力分布状况合理布置最小横截面积的纵横向加强筋。

在采用顶面敞开式结构的同时，气缸盖和气缸体曲轴箱还采用了分开循环的双回路冷却，能够可靠地解决曲轴箱通风和冷却液中夹杂气泡的问题。同时，采用计算流体动力学（CFD）模拟计算对气缸体曲轴箱和整个发动机内部的冷却液循环进行复查和优化。

在气缸盖用螺栓拧紧的情况下，压紧力通过气缸盖螺栓传入气缸体曲轴箱，由此引起气缸孔的变形，使之偏离理想的圆度，限制了与活塞环的贴合程度而导致较高的机油消耗量。顶面封闭式气缸体曲轴箱的气缸筒的变形（花瓣形）示于图4-121，而图4-122表示的是顶面敞开式气缸体曲轴箱的气缸孔变形，无论是圆度误差还是总的绝对变形量，顶面敞开式结构的都要小得多。

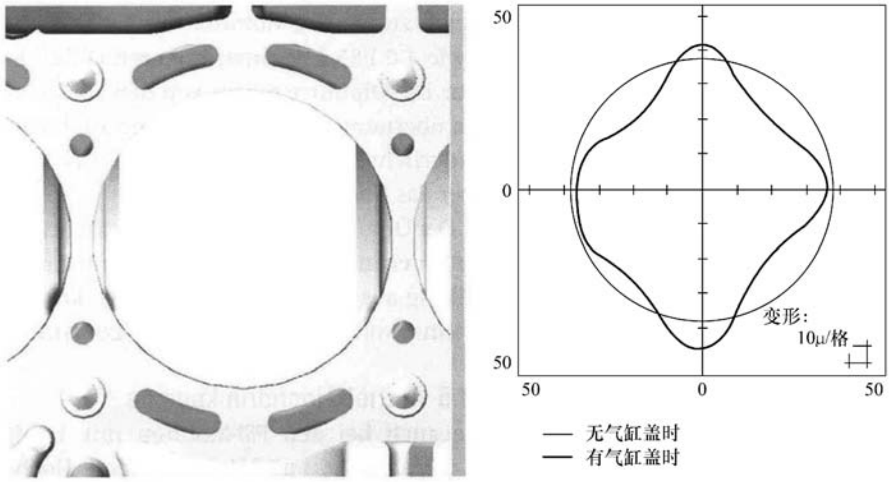


图4-121 顶面封闭式气缸体曲轴箱气缸筒的变形

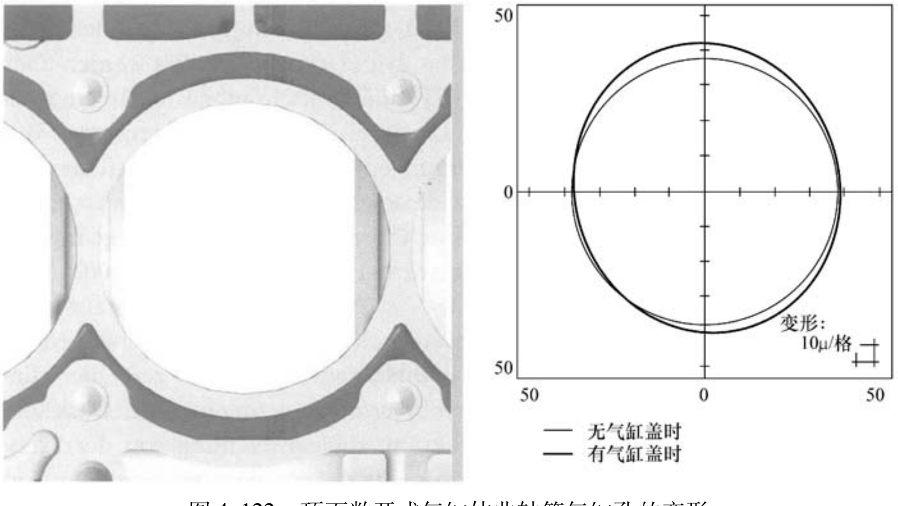


图4-122 顶面敞开式气缸体曲轴箱气缸孔的变形

（2）钢曲轴

为了降低整机噪声，这种新的 TSI 汽油机采用了钢曲轴，与 1.4L/66kW 的 FSI 汽油机的铸铁曲轴相比，这种钢曲轴更不易弯曲。从总体上来说，钢曲轴改善了发动机的声学特性，其主要原因在于钢具有较高的弹性模量，起到了加强作用，强度提高了 23 %，该值可通过对比计算查明，并由测量来验证。此外，客观的测量也可以由人们主观听得出的噪声改善来证实。4000r/min 时声压级的实验分析示于图 4-123（见彩插），图中表示出了铸铁曲轴和钢曲轴的对比测量结果，钢曲轴的次谐波明显降低。

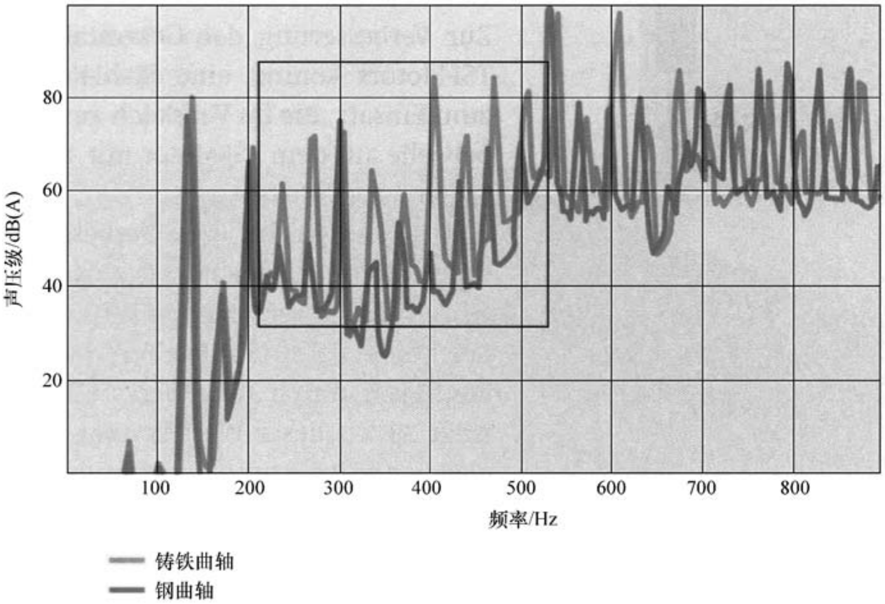


图 4-123　钢曲轴与铸铁曲轴噪声声压级的比较（转速 4000r/min 时）

（3）轻型活塞

由于应用了现代先进的计算方法和开发手段，将铸铝活塞成功地应用于升功率为 90kW/L（单位活塞顶面积功率为 2.72kW/cm²）的增压发动机上，而其重量只有 238g，因而具有很大的成本优势，成为活塞发展中新的衡量标准。活塞顶燃烧室由加工成形，并具有清晰的流动导向边棱（图 4-124）。为了降低燃油耗，活塞组也进行了优化，为此采用了以下措施来减少其摩擦：

- 表面涂层减少摩擦。

图 4-124　活塞顶燃烧室凹坑

- 活塞滑动间隙 55μm。
- 活塞环高度分别为 1.2mm、1.5mm 和 2.0mm，并具有较小的切向力。
- 火力岸高度 5.8mm。

由于火力岸高度仅为 5.8mm，因此只要第一道环槽的温度尽可能低，就能达到 HC 排放最低的目的。第一道环槽表面进行阳极硬化处理，以提高抗粘连能力，而第一道环则进行氮化处理。

为了适应 12MPa 的爆发压力，活塞销的直径加大到 19mm，而与之相比在该结构系列的 FSI 汽油机上（爆发压力 =8.5MPa）只需 17mm 就足够了。

活塞销孔也进行了优化，以提高其在有挠曲情况下的承载能力，而其润滑油的供应则由连杆大头轴承经过连杆体中的长油道来保证。

为了确保活塞在所有的运转条件下都能保持足够低的温度，用拧在机油主油道上的喷嘴向活塞较热的排气侧喷射机油进行冷却，同时活塞销座也得到了冷却。

（4）配气正时传动和机油泵传动

新的 TSI 汽油机驱动凸轮轴的齿形链是经过优化的，具有淬硬的链销和高承载能力的链接片，能够承受较高的负荷。

与 1.4L/66kW 和 1.6L/85kW 的 FSI 汽油机相比，这种 TSI 汽油机由于增加了诸如活塞冷却喷嘴和涡轮增压器等润滑部位，因此需要更大的机油流量。其机油泵仍沿用 FSI 汽油机的，但已通过改变传动比来满足所必需的较大泵油量要求。为了降低噪声，机油泵采用 8mm 节距的齿形链传动，并用一个螺旋扭力弹簧张紧器来张紧。

（5）高压燃油泵传动

这种 TSI 汽油机的高压燃油泵与 1.4L/66kW 和 1.6L/85kW 的 FSI 汽油机通用，并通过改进驱动高压燃油泵的凸轮廓线来适应所必需的较大燃油量，凸轮的最大升程由 5mm 加大到 5.7mm，以加大供油量，同时将共轨压力从 12MPa 提高到 15MPa，这将导致油泵挺柱 - 凸轮之间的接触应力增大，因而采用滚轮挺柱以确保该摩擦副的耐久性，并能将高压燃油泵的驱动转矩（平均摩擦压力）降低了一半（图 4-125）。同时，泵油压力提高后必须将压铸铝合金的高压燃油泵泵体改为模锻铝合金泵体，这样油泵的承载能力大约可提高一倍。

（6）有效的低成本曲轴箱通风

机油分离的设计对曲轴箱通风有着重大的影响。该机优化的机油分离器设计方案（图 4-126）在机油循环（最大流量可达 140L/min）和机油分离（<1.0g/h）方面获得了良好的结果，而且以很小的压力损失达到了最佳的机油分离效果，机油通过一根回油管连续地回流，完全可以与采用另外附加精细机油分离器的系统的效果相媲美，因此在其后续管路中很少有机油沉淀。

该机的曲轴箱通风系统在机械增压器前和进气总管上各有一个入口（图 4-127，见彩插），而在通往进气总管管路上的节流孔则可在进气总管真空度高

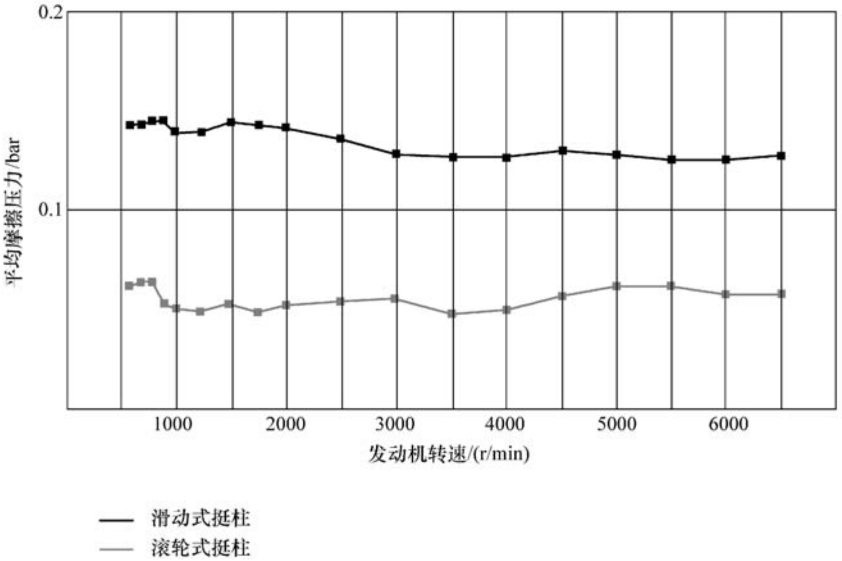


图 4-125　滚轮式与滑动式挺柱平均摩擦压力的比较

时限制曲轴箱通风流量，因此可省掉昂贵的压力调节阀。曲轴箱通风的控制功能组合在曲轴箱通风阀模块中，该阀模块可以根据增压状况关闭曲轴箱通风管路，同时由通往机械增压器前入口的止回阀脉动开闭精确地确定泄流量，以保证曲轴箱中的真空度。这样的流动控制和较大的流通截面使得曲轴箱通风部件中具有较小的压差。

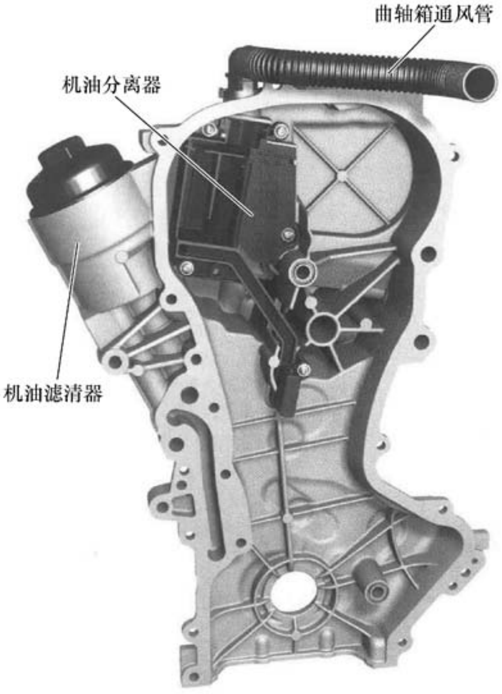


图 4-126　机油分离器

将新鲜空气引入发动机是这种曲轴箱通风系统的另一个特点。通过采用以上这些措施，达到了清扫发动机从而清除各种冷凝物的目的。

（7）采用双级节温器的冷却液调节装置

该发动机采用了双回路冷却循环，这种方法在同一结构系列的 FSI 汽油机上的应用已被证实是可靠的，而且将废气涡轮增压器的冷却也一并包括在内，并备有一个后续冷却液泵，负责在

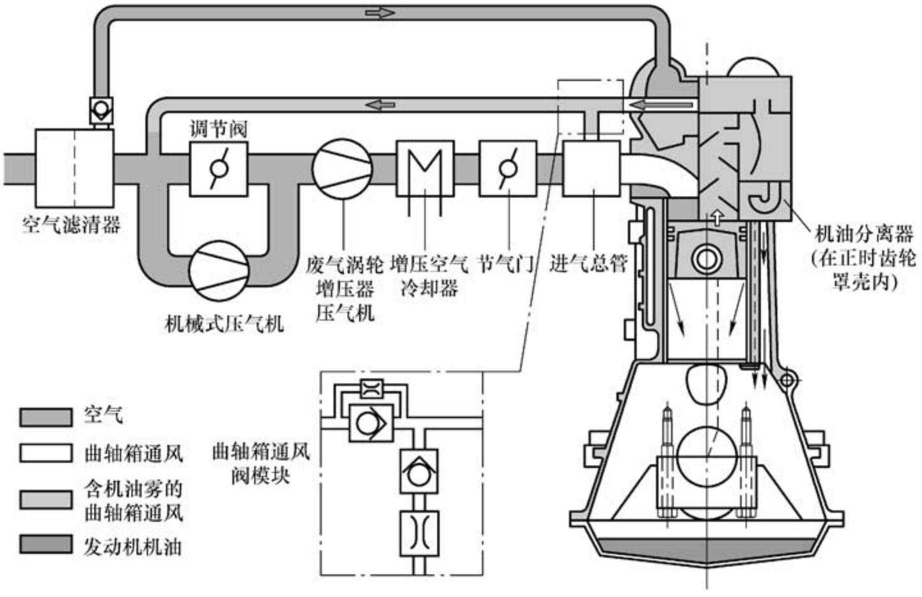


图 4-127　曲轴箱通风系统

发动机停机后继续冷却废气涡轮增压器。

通过选择冷却液泵合适的泵液量确保在怠速运转时具有足够的暖机能力，而在额定转速时按需调节泵液量，使得在冷却管路中具有较高的系统压力。为了确保能够根据温度来开启节温器调节冷却液的进入温度，采用了一个两级节温器（图 4-128）。由于第一级的阀盘直径较小，因此能确保正确的开启温度。当其继续打开时，将带动较大直径的阀盘一起开启。而当节温器关闭的时候，由于随着行程的变化流通截面分档非常明显，从而能实现正确的关闭功能，可靠地防止了在冷却循环中出现高的压力峰值。

（8）带有电磁离合器的冷却液泵

这种形式的冷却液泵除了供应冷却液之外，还集成了机械增压器传动接合和脱开的功能。

这种冷却液泵首次应用了一种 VR 密封装置（双唇皮碗密封圈）（图 4-129）替代众所周知的滑动环密封装置。这种 VR 密封圈的工作原理相当于一种无弹簧径向密封装置，通过一定的支承体由橡胶弹性膜体产生预紧力，其最重要的特点是耐冷却介质的刮油唇和紧随其后的密封唇。在这两个密封唇之间设置了一个润滑脂储存腔，而两个密封唇口与紧套在冷却液泵轴上的淬硬不锈钢轴套相接触运转。

冷却液泵由辅助设备传动的第一级带传动，而机械增压器由冷却液泵经其第二级带传动（参见图 4-131），并经过冷却液泵轴上的一个电磁离合器来接合，这是一种双安培匝数的干式电磁离合器（图 4-130），其中一片长寿命的摩擦片集成在

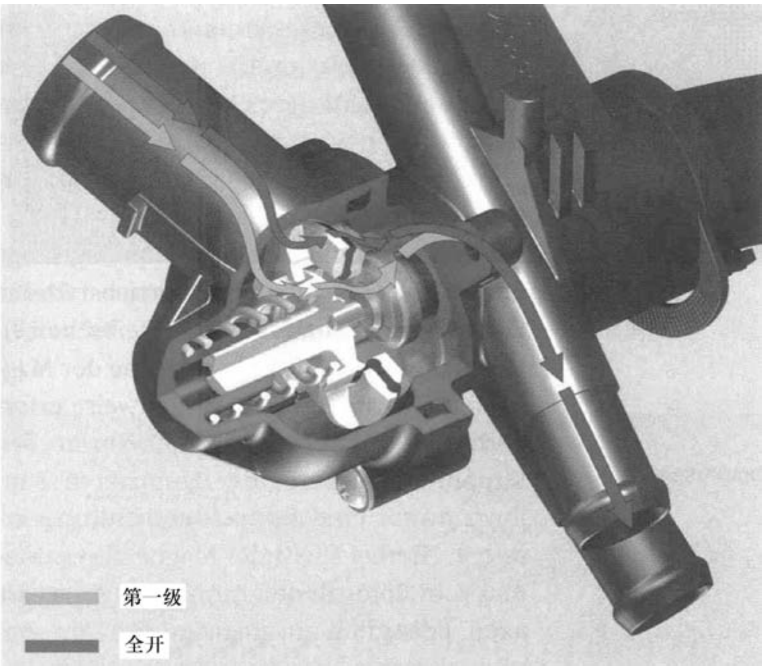


图 4-128　两级节温器

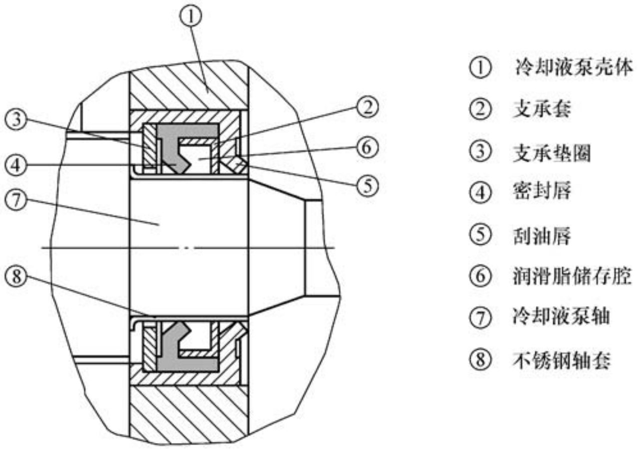


图 4-129　冷却液泵轴 VR 密封装置

传动带轮上。当电磁线圈通电的时候，磁通经过冷却液泵轴上的传动带轮到达衔铁（摩擦片）。电磁线圈吸收的最大功率为 35kW，由于采用了双安培匝数，使得结构如此紧凑的离合器能够传递目前所必需的 60N · m 转矩。磁通两次从转子流到衔铁，而衔铁能在轴向移动，并与冷却液泵传动带轮一起旋转。当切断流经电磁线圈

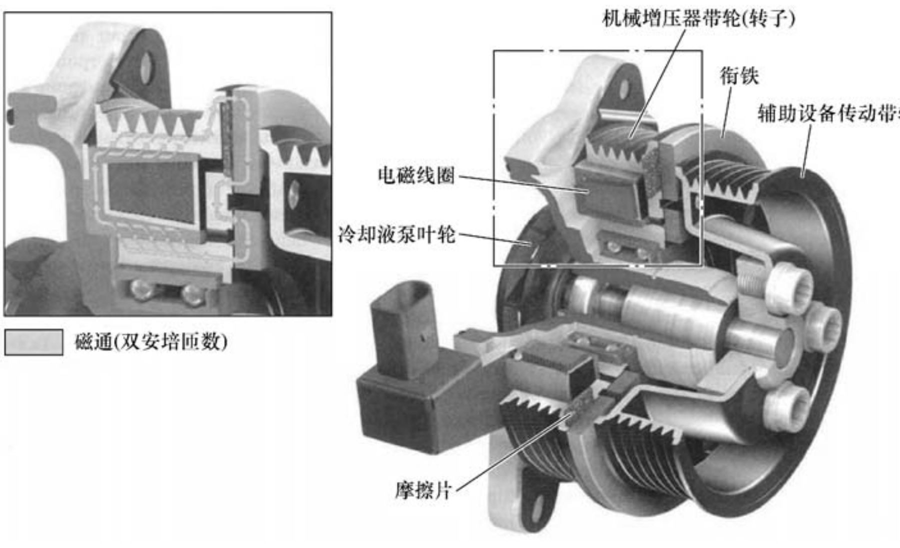


图 4-130　电磁离合器

的电流以后，板簧将衔铁复位。这种离合器由于磨损极小且寿命长而无须维修。

（9）两级带辅助设备传动

辅助设备传动的重要特点是采用两级多 V 形筋带传动（图 4-131），从而实现可离合的机械增压器的传动，它的转速是曲轴转速的 4.95 倍。由第一级 6V 形筋带传动发电机、冷却液泵和空调压缩机，再由冷却液泵经第二级 5V 形筋带传动机械增压器，而在冷却液泵的传动带轮上集成了上述介绍的电磁离合器。这两级带传动都因采用了持续张紧的带张紧器而免维护。

在接近怠速运转转速的全负荷下，带传动处于临界状态。在此运转工况范围内，由于双质量飞轮和机械增压器的接入而导致非常高的负荷，在 850r/min 转速时曲轴产生的扭转角可高达 7°。为此，借助于模拟传动设计程序对带传动进行了模拟计算，并对所形成的传动方案进行评价，结果得到了一种具有两个带张紧装置的带传动装置，其功能经随后用试验方法复核后得到了确认（图 4-132）。第一个带张紧轮布置在了冷却液泵和曲轴之间，并通过双阻尼装置来减少整个带传动系统的抖动，而第二个带张紧轮布置在冷却液泵和发电机之间，它具有高的阻尼效果，并能进一步消除机械增压器转子惯性的影响。

（10）带有真空罐的罩盖设计

在废气涡轮增压器和发动机之间有一个罩盖，它带有一个整体式的真空罐（参见图 4-116），其容积为 $1000cm^3$，用于操纵充量运动滚流阀。

（11）机械增压器

这种 TSI 汽油机独特的特点是双重复合增压系统，除了废气涡轮增压器之外，

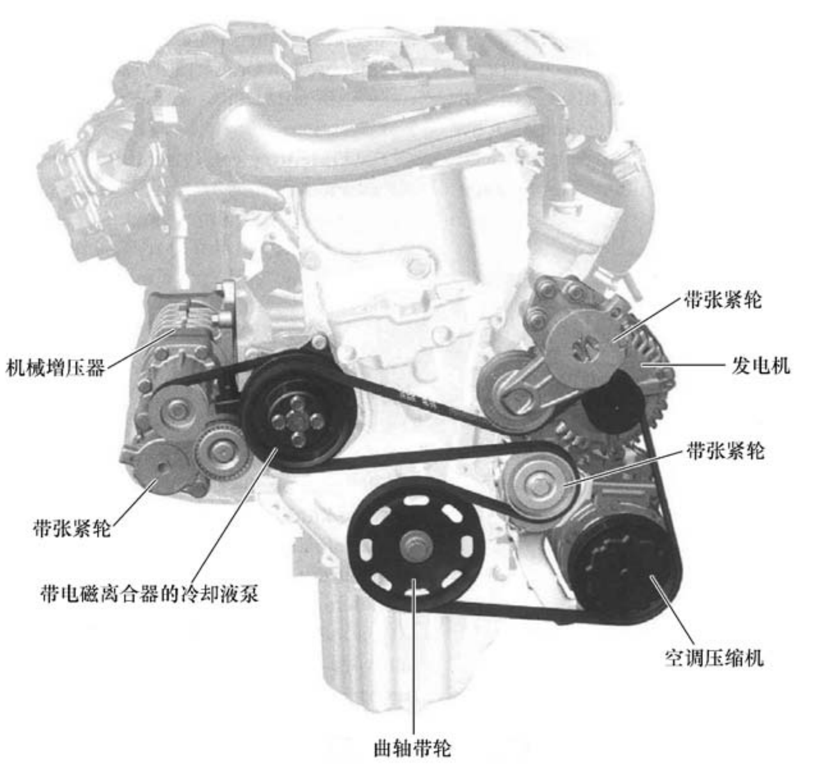


图 4-131　辅助设备带传动

还备有机械增压器和用调节阀调节的旁通空气回路。机械增压器是一台机械式罗茨压气泵，是根据脉谱图由冷却液泵上的电磁离合器来接合的，并只在 3500r/min 以下的发动机转速工况才运转工作。这种机械增压器的特点是具有内部变速传动机构，它串联在一对同步齿轮之前（图 4-133）。与传统的结构形式相比，这种内部变速传动机构在保持机械增压器结构紧凑的同时，能够确保更迅速地提升发动机起动和低转速范围的转矩。通过发动机辅助设备带传动和内部变速传动机构，机械增压器对曲轴的总传动比可达到 $i_{ges}=0.20$。

在机械增压器运转工作时，增压压力是通过旁通空气回路中的电控调节阀调节的，它能够在机械增压器单级增压和废气涡轮单级增压之间无级变换。

机械增压器及其压力侧消声器一起用螺栓直接固定在气缸体曲轴箱上，而吸气侧消声器和多 V 形筋带传动的带张紧轮则用螺栓固定在机械增压器壳体上。机械增压器壳体的结构设计能够确保其壁面与转子之间的间隙最小，而不会受到用螺栓与壳体连接在一起的部件误差状况的影响。

声学设计是机械增压器装置开发中的重要任务。机械增压器安装在 TSI 汽油机朝向乘客车厢的一侧（在发动机横置情况下），因此从机械增压器范围内传出的残

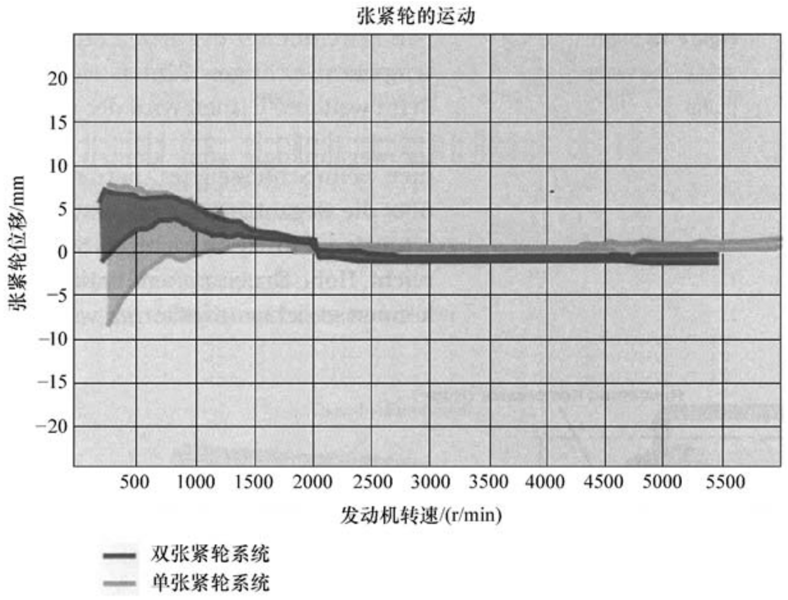


图 4-132　带张紧轮的运动

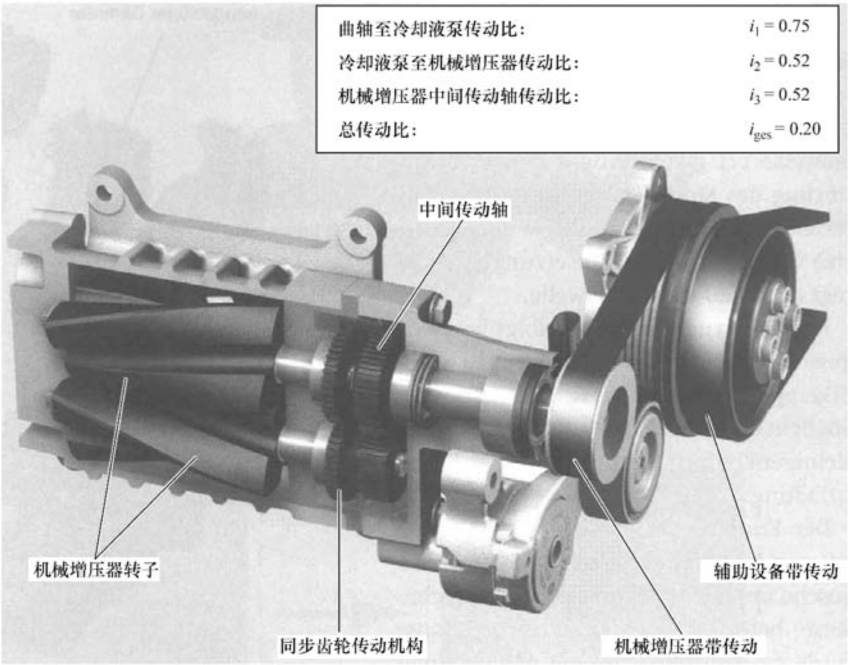


图 4-133　机械增压器及其内部齿轮传动机构

余噪声乘客是能直接感觉出来的。在这种 TSI 汽油机上，机械增压器的机械噪声源、空气脉动及其残余脉动噪声的传递都降低到了最低程度。为此，采取下列措施

来优化机械增压器的声学特性：

- 优化啮合参数，例如：齿形鼓形度、啮合角和螺旋齿侧隙。
- 提高机械增压器内轴的刚度。
- 有针对性地布置机械增压器壳体上的加强筋。
- 同时采取下列措施优化机械增压器，以降低空气脉动激励噪声：
- 优化旁通口的布置及其形状。
- 优化进气口和排气口的形状。

为了进一步降低机械增压器的噪声，在其吸气侧和压气侧都安装了宽带消声器（图 4-134）。吸气侧消声器用玻璃纤维加强尼龙制成，直接用其连接法兰安装在机械增压器上，它是摩擦热压焊接而成的薄壁结构件，由九个按赫姆霍兹（Hemhotz）原理串联的谐振阻尼腔组成，总容积为 840cm^3，达到了宽频率范围空气脉动阻尼效果。压气侧消声器采用与吸气侧消声器相同的材料制成，并安装在机械增压器与气缸体曲轴箱之间的出气口。虽然该处的空间较小，但通过采用由几部分摩擦热压焊接而成的薄壁结构件布置下了一个有效的消声器，而其上面的压力输气管采用插接式方案便于装配。压气侧消声器同样也是采用赫姆霍兹（Hemhotz）原理工作的，并类似由九个腔组成，总的谐振阻尼容积为 850cm^3，可达到高达 30dB 的消声效果。

图 4-134　机械增压器消声装置

为了进一步减少噪声辐射，将机械增压器和消声器都用护罩罩起来，并且护罩内壁衬有吸声泡沫材料。这种泡沫材料能够提高消声效果，还能起到四周无缝隙的

密封效果。

图 4-135（见彩插）示出了在机械增压器工作时发动机在 2000～2500r/min 转速范围内的噪声辐射。在发动机输出功率的情况下，在噪声测试台上进行噪声测量，结果表明机械增压器噪声阶次的音频部分占主要成分，而且在汽车车厢内可以听得到这种噪声的干扰。通过采取上述各种降噪措施，无论是音频部分还是机械增压器装置总的噪声辐射，除了在动态接合运转范围内有针对性的残余部分之外，都能够有效地被衰减和抑制。

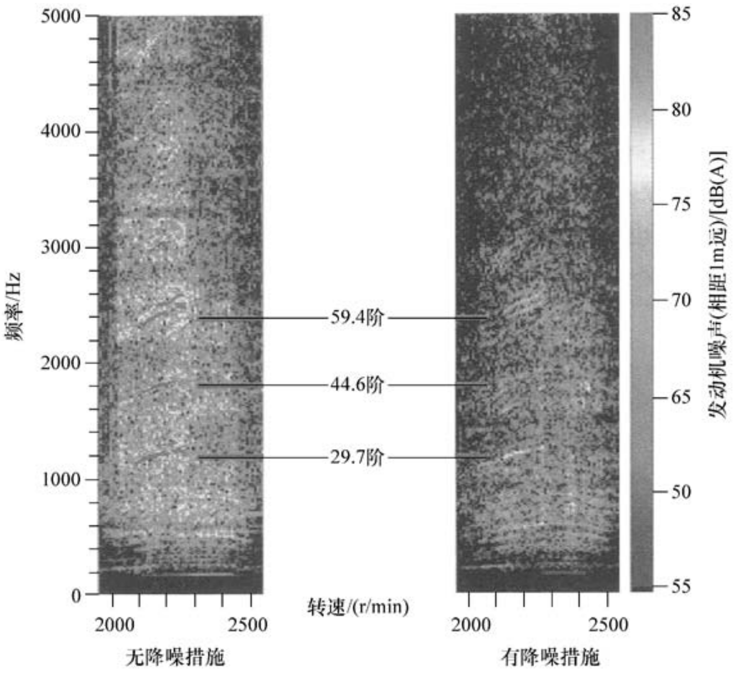


图 4-135　机械增压器运转时发动机的噪声辐射

（12）废气涡轮增压器及其隔热板

这种 TSI 汽油机的废气涡轮增压器与排气歧管组成整体模块（图 4-136），并带有废气放气阀调节，具有下列规格：

- 轴颈横截面 2. 8cm^3。
- 涡轮叶轮直径 45mm。
- 压气机叶轮直径 51mm。

其涡轮壳与排气歧管集成为整体式结构件，而电控倒拖循环空气阀的连接法兰则与压气机壳做成一体。

为了使用户能够充分利用到 TSI 运行的节油潜力，还放弃了为保护零件过热而加浓混合气的方法，但涡轮增压器必须在废气温度高达 1050℃ 的情况下仍能保障

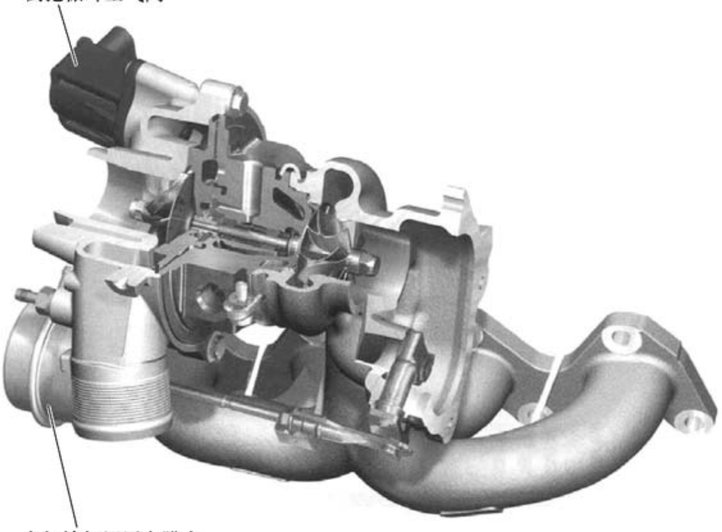


图 4-136　废气涡轮增压器与排气歧管模块

所有的工作能力，因此对废气涡轮增压器采取了以下所介绍的适应性措施。

涡轮壳用类似于 1.4848 的耐高温铸钢制成。在开发过程中，借助于热应力计算进行了防开裂的优化设计，长期连续运转已经证实这样的优化设计方案是安全可靠的。

涡轮用 MAR246 耐高温镍基合金制成。为了提高效率和中间轴承壳体的隔热效果，涡轮背部采用封闭式结构，并且为使零件具有足够的可靠性，中间轴采用 X45CrSi9.3 合金钢。中间轴与涡轮之间采用电弧焊接工艺连接，并且中间轴具有较小的热节流，以便通过较大的壁厚确保足够的连接强度。

调节废气放气阀的阀盘杠杆采用 INCO713C 镍基合金钢制成，达到了所期望的高温耐久性。为了改善冷却效果，中间轴承壳体采用水冷却，并且冷却水腔具有较大的横截面且靠近密封环座。涡轮壳与中间轴承壳体之间的隔热装置可防止轴承装置过热和结焦。高达 1050℃的废气温度对涡轮增压器外围设备有着巨大的影响，为此专门开发了一种三层隔热板，除了其中间层能隔热之外，通过减少其自身振动也有效地降低了噪声。隔热板的几何形状根据辐射屏蔽和阻止热空气流动的效果经汽车试验来优化，这也是这种 TSI 汽油机设计的一项重要的组成部分。

（13）进气空气管路

进气管是用玻璃纤维加强的 PA6 GF30 尼龙做成的双联注塑件，其底部具有由滚流阀操纵的空气导向和高压燃油共轨，其基本方案与 1.6L/85kW 的 FSI 汽油机相同，而燃油高压传感器和限压阀是专门为共轨燃油压力高达 15MPa 的 TSI 汽油

机开发的，并且因负荷增大而加大了滚流阀。为了在所有的进气管道中都能够获得均匀稳定的流动，经过循环空气的流动计算后得到了三角形的空气管路布置形式（图 4-137）。为了减少噪声辐射、灵活设计空气管路布置形式以及管路连接安全可靠并便于装配，这些连接管都采用玻璃纤维加强的 PA6 GF30 尼龙注塑件。由于对废气涡轮增压器前压力管的接合和密封的要求很高，因此必须考虑到整机空气管路、废气涡轮增压器、进气管和气缸盖的误差及其零件的热膨胀，为此选择了一种半圆形连接件作为解决方案，这种连接方式能够用螺钉固定在多种位置上，对角度和长度误差都不敏感。

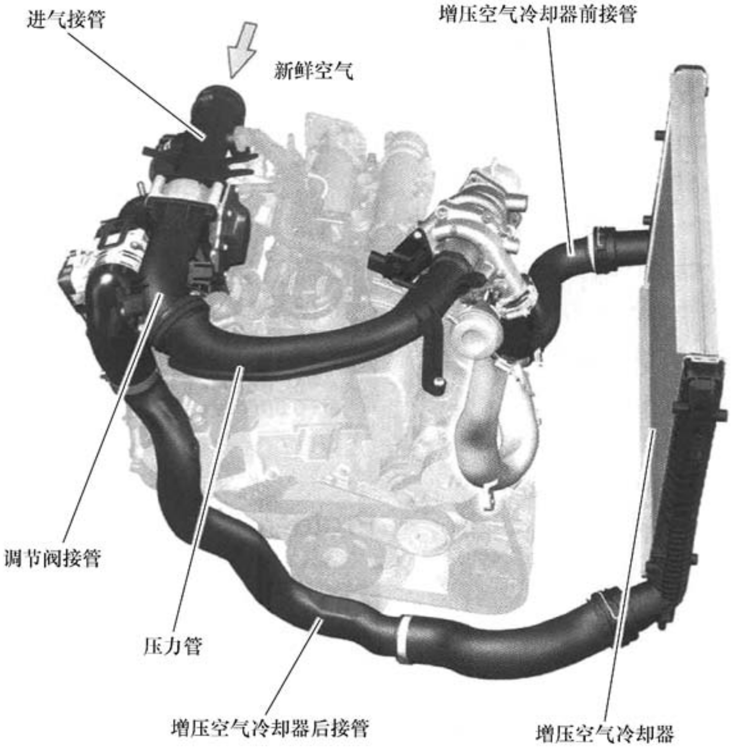


图 4-137　进气空气管路

4.7.4　复合增压装置的运行状况

在不考虑低速转矩情况下，废气涡轮增压非常适合于在适当的排气背压下获得高的升功率，而机械增压首先因其具有良好的响应特性而应用于低转速场合。若废气涡轮增压附加机械增压作为辅助，就能将两者的优点结合起来，彼此相互取长补短，能取得非常理想的效果。

机械增压器通过一个电磁离合器由曲轴通过带传动，在低转速范围内，当需要

辅助废气涡轮增压器时就接合运转，而在高转速工况下废气涡轮增压器能够独立提供足够的增压压力，因而此时调节阀打开，机械增压器脱开停止运转。如图4-138所示，在稳态运转的情况下，只有在2400r/min以下的高负荷范围内才需要机械增压器运转工作。因为在此运转范围内，根据所选择的档位不同，废气涡轮增压器总是有所延迟才能达到其额定的增压压力，需要机械增压器较长时间地接入工作，但最迟当发动机转速达到3500r/min时就脱开停止工作，而与此同时废气涡轮增压器就开始从助力运转状态逐渐动态过渡到全负荷运转，并单独提供所需要的增压压力。在该转速时，机械增压器在5∶1速比下达到其最高转速18 000r/min。

由于采用了这两种增压方法的组合，废气涡轮的流通能力可以设计得较大，从而降低发动机的排气背压。但是，另一方面还应兼顾到尽可能使机械增压器的接合频率低一些，接合运转持续时间短一些，以免增加其增压运行所消耗的传动功率而使燃油耗提高得太多。除此之外，还必须确保在稳态运转和动态转换时发动机转矩特性曲线的连续。

稳态全负荷时的最大增压比大约为2.5，出现在发动机1500r/min转速时，此时废气涡轮增压器和机械增压器处在大约相同的压比下运转（图4-138）。而与之相比，无机械增压辅助的涡轮增压汽油机在该运转工况下所能达到的增压压比就要小得多。由于有机械增压的辅助，在低转速范围内进气空气流量大大提高，废气涡

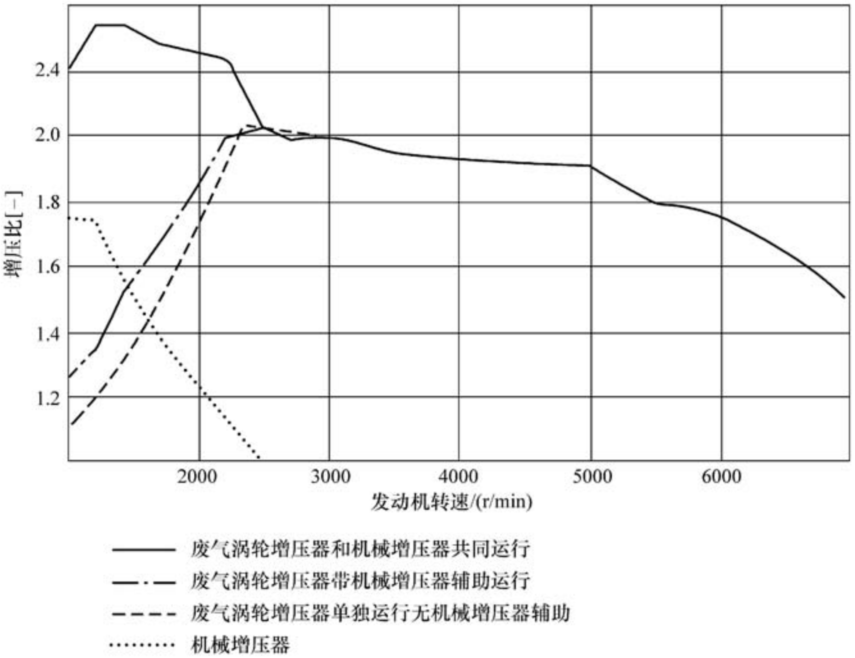


图4-138　发动机全负荷特性上机械增压器和废气涡轮增压器的增压比

轮也就能够获得较多的废气能量，因而有助于提高废气涡轮增压器压气机的工作能力，这样就能够尽早地打开旁通道减轻机械增压器的负荷，因此机械增压器的运行范围只局限于特性曲线场中很小的范围内，并且在大多数情况下功率消耗是很少的。

废气涡轮增压器是这样设计的，即使其在发动机低转速范围内的全负荷运行线靠近压气机的喘振线（图 4-139，见彩插），此时压气机已经具有较高的效率，并有助于废气涡轮增压器获得顺畅的加速性能，而在 2000r/min 以下的发动机转速范围内，废气涡轮增压器和机械增压器的总增压比能使前者的压气机远离喘振线。单级涡轮增压因其压气机运行范围有限而不适合于力争要达到的全负荷目标值，但由于有了机械增压器的辅助，因此就能够将涡轮增压器设计得在标定功率时具有高的效率，从而使其增压压力和排气背压水平都较低，并使涡轮增压器具有幅度较大的海拔储备。

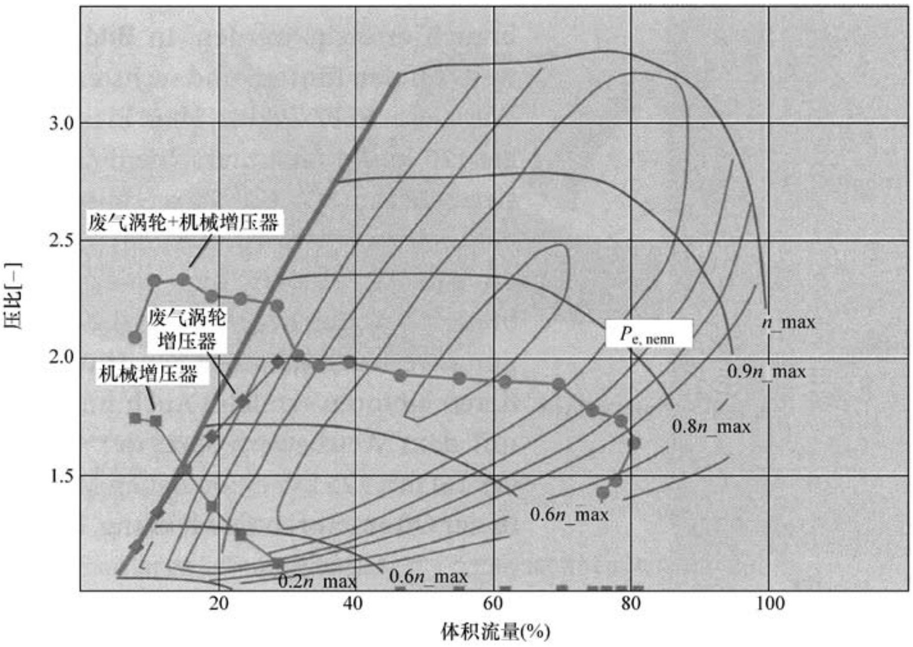


图 4-139　压气机特性曲线场及其全负荷运行线

图 4-140 所示是在发动机试验台上模拟转速升高时所测得的瞬态转矩提升曲线，这大约相当于在汽车挂第 3 档时的全负荷加速过程。在没有机械增压器辅助而由废气涡轮增压器单级增压的情况下，大约在 0.5s 以后进气管中才能建立起规定的压力，而转矩目标值（100%）在大约 4.8s 以后才能达到。除了增压压力建立迟缓之外，由于废气涡轮增压器动力学方面的原因所导致的转矩提升的不连续性，使驾驶人感觉到很不舒服。而在与机械增压器共同工作的情况下，这种运行特性基本

上得到了改变。一旦机械增压器接入工作，就有助于进气管压力的提升，因而转矩特性曲线提升的梯度也要比在废气涡轮增压器单级增压时陡得多，而且这样的提升梯度一直保持到进气管中达到规定的压力为止，并且转矩特性曲线的提升一直到达到目标转矩为止都是连续的，因此这种增压发动机的运转在主观上感觉就好像是排量大得多的自然吸气发动机一样。

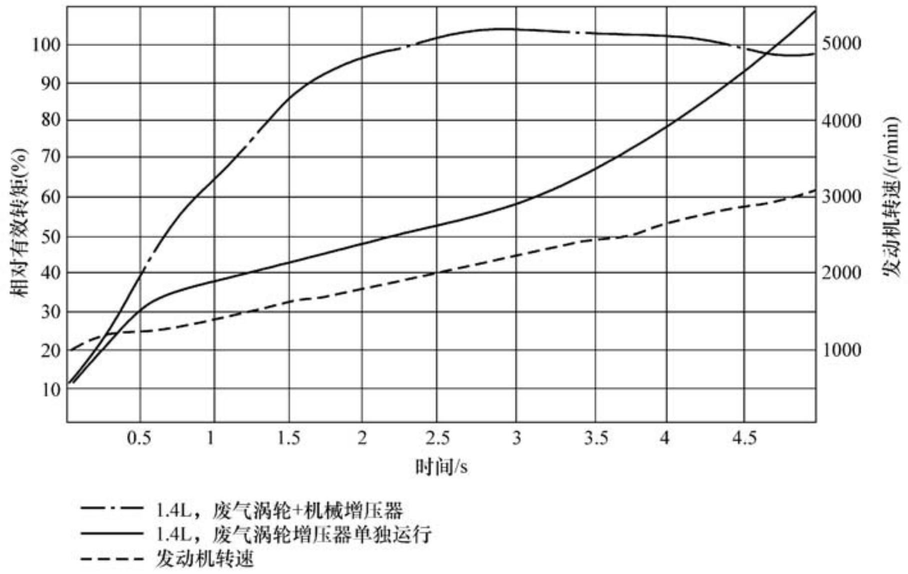


图 4-140　废气涡轮增压带和不带机械辅助增压时稳态转矩的建立

4.7.5　增压空气冷却和燃油耗

增压空气冷却器与散热器和空调冷凝器组成模块式结构，充分利用了汽车正前方的空间。由于采用了高效率的增压空气冷却器，增压空气从废气涡轮增压器压气机一直到节气门这一段路程上被冷却到只比环境温度高 5℃，这样就能够将 25℃进气温度作为基本设计参数，因此发动机能够在宽广的特性曲线场范围内以燃油耗最佳的点火正时运转。

由于将转矩特性曲线设计得从 1750r/min 起就达到最大值 240N · m，并选择了表 4-15 中所示的变速器速比，因此能够在获得非常突出的燃油耗的同时具有优良的动力性。图 4-141 上给出了该机型搭载于大众高尔夫（Golf）轿车在标准欧洲行驶循环（NEDC）中 5 档和 6 档的换档加速性（80－120km/h）及其燃油耗。从图中可以清楚地看到，与排量较大的发动机相比，1.4L－TSI 汽油机在具有最佳加速性的同时，仅 7.2 L/100km 的燃油耗也是最低的，而且与其他竞争机型相比，功率为 125kW 的 1.4L－TSI 复合增压直喷式汽油机的燃油耗已成为轿车汽油机发展中的里程碑（图 4-142）。

表 4-15　搭载 1.4L－TSI 汽油机的高尔夫 GT 轿车变速器速比

变速器速比	V_{1000}/(km/h)
第 1 档	8.4
第 2 档	14.0
第 3 档	19.2
第 4 档	25.0
第 5 档	30.7
第 6 档	36.7

注：V_{1000}是发动机转速为 1000r/min 时的车速，由此即可推算出各档位速比。

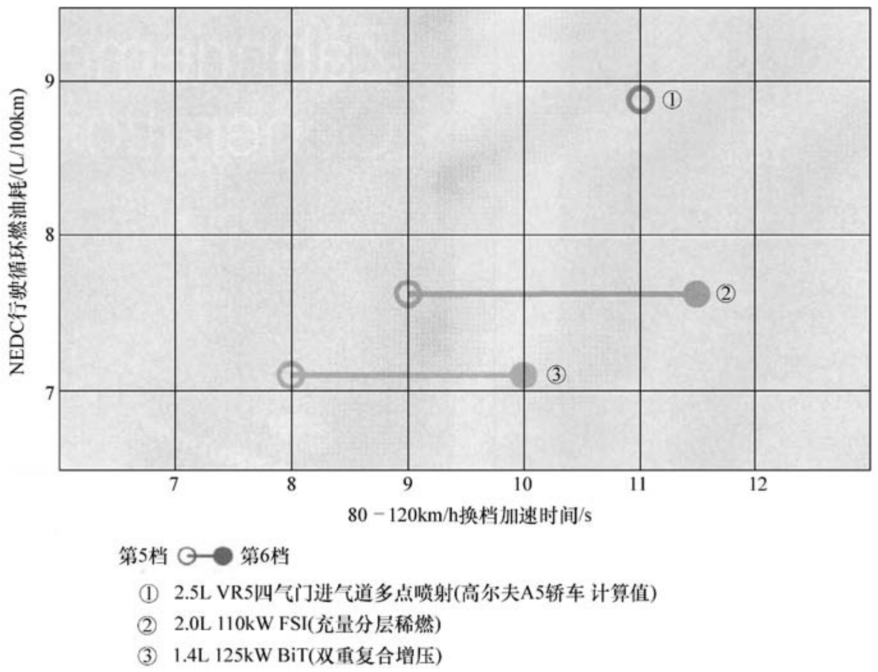


图 4-141　搭载 1.4L－TSI 汽油机的高尔夫 GT 轿车的换档加速性和燃油耗

4.7.6　喷油和燃烧过程

1.4L－TSI 直喷式汽油机缸径为 76.5mm，行程为 75.6mm，具有一个十分紧凑的燃烧室，气缸盖一侧呈屋顶形，火花塞中央布置，活塞顶上有一个浅而宽大的凹坑（见图 4-124）。这种燃烧室的基本几何形状具有最佳的抗爆性，即使增压压力高达 0.25MPa 也能采用 10∶1 的压缩比，从而能够获得超群的发动机性能指标：

平均有效压力	2.16MPa
升转矩	172.6N·m/L
升功率	90kW/L

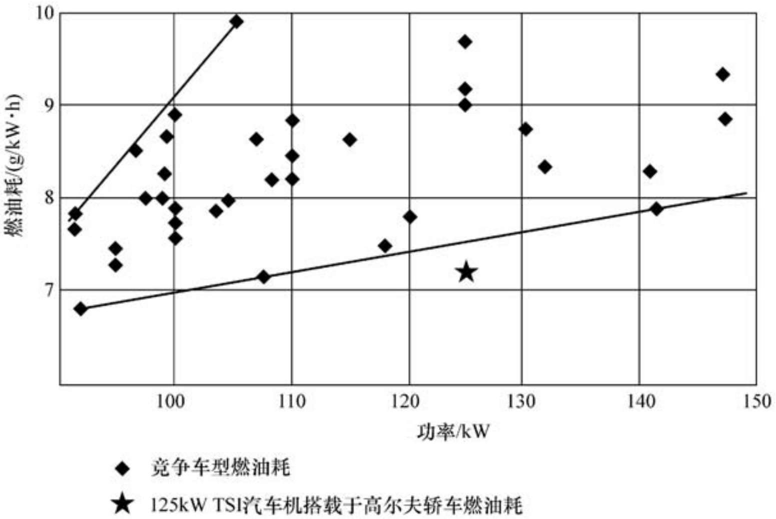


图 4-142　与竞争车型 NEDC 行驶循环燃油耗的比较

1.4L－TSI 增压直喷式汽油机采用了在 FSI 自然吸气直喷式汽油机上早已应用的滚流阀。该阀位于进气道下部，起作用的时候将进气道流通截面关闭 50 %，所产生的充量滚流强度适合于在发动机整个特性场范围内获得尽可能最佳的燃烧速度。从大约 2800r/min 转速起滚流阀完全打开，进气道获得全部的流通横截面，两个进气道都设计得能随着转速的升高不断地优化流动而得到高的气缸充气量来实现 125kW 的目标功率。

该机型为了加热催化器，采用了两次喷油策略，即在进气行程期间的第一次较早的喷油和在点火上止点前（大约 50°曲轴转角）的第二次较晚的喷油（图4-143，见彩插）。为了能够在确保发动机具有良好的运转平稳性的情况下获得尽可能大的废气热流所必需的极其晚的点火角，精确地确定空气运动参数、活塞顶燃烧室凹坑几何形状和高压喷油器油束形状是十分重要的。

1.4L－TSI 汽油机首次采用具有 6 个喷孔的多孔式喷油器（图 4-144，见彩插）。与 FSI 汽油机一样，该喷油器布置在进气道与气缸盖密封平面之间的进气道一侧。这种 6 孔高压喷油器的单个油束几乎可以自由选择布置形式，能够形成不同于传统旋流式喷油器的燃油束结构形状，特别是避免了进气行程期间早期喷油沾湿已打开的进气门，有利于获得更好的空燃混合气均质化，从而减少 HC 排放和循环波动。

用大众公司自制的压力罐拍摄的雾化油束照片（图 4-145）可以清楚地看出，无论是在侧视图还是正视图上，这种 6 孔高压喷油器形成的是单个油束。由于喷孔的独特的几何形状，成功地减小了油束的贯穿度，能够有效地避免燃油沾湿燃烧室表面，这特别有助于降低发动机冷态时的原始排放。

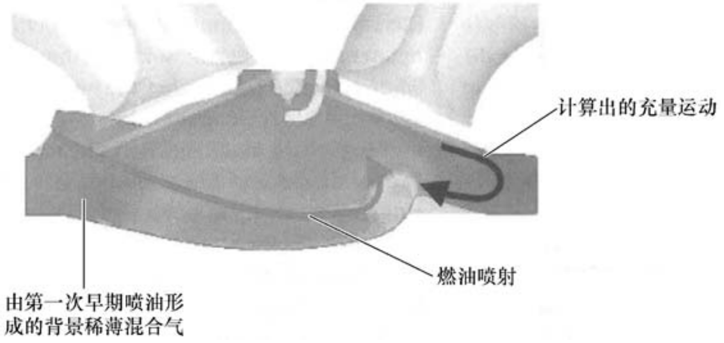


图 4-143　气缸中央截面上的 CFD 模拟计算结果（采用点火上止点前约 50°曲轴转角的第二次较晚的喷油加热催化转化器）

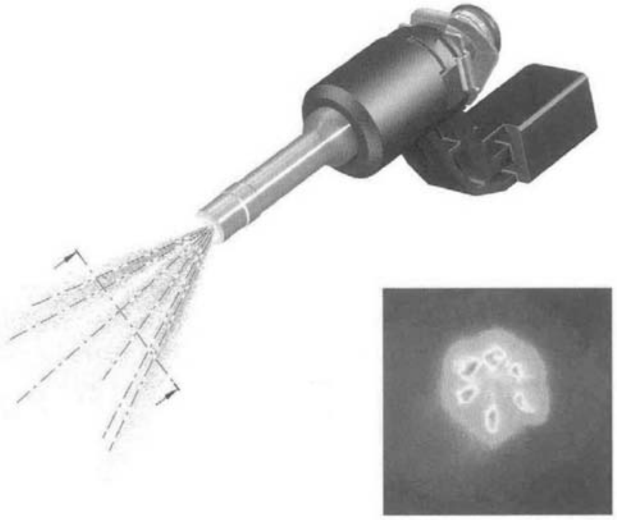


图 4-144　6 孔高压喷油器和油束截面激光照片

此外，图 4-144 上示出了应用激光感应荧光测试技术（LIF）拍摄到的在加热催化器条件下在燃油束激光截面（距离喷油器顶端 30mm 处）上液态和气态燃油的分布状况，可以清楚地看出在 6 个分支油束中燃油的浓度较高，而在整个油束的中间不断地进行着燃油－空气混合气的均质化。单个油束良好的局部均质化和合适的贯穿度的组合，为采用活塞顶壁面导向的第二次喷油进行催化器加热过程时发动机平稳运转并降低原始排放提供了前提条件。

从怠速运转一直到 90kW/L 升功率最大功率运行工况，形成了从最小到最大喷油量的非常大的跨度，为了使得在怠速运转时的最短喷油持续时间大于喷油器允许的最短喷油时间，并保证油束足够好地雾化从而获得良好的混合气形成，要求以 6MPa 的喷油压力喷射。而为了在全负荷条件下获得较低的排放和燃油耗，一方面

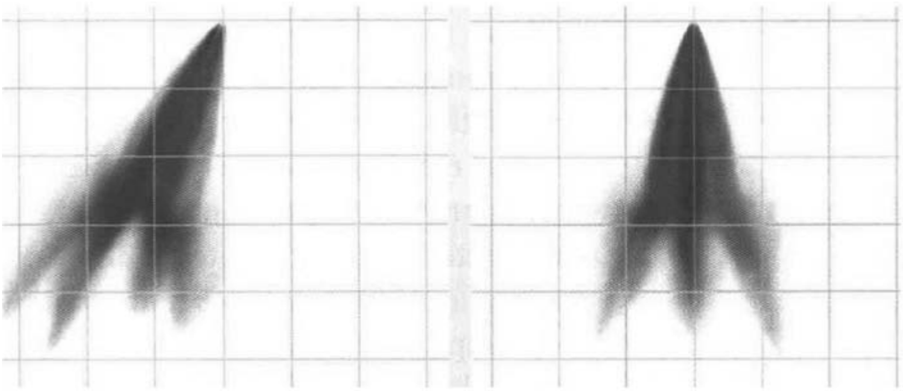


图 4-145　在环境条件下的雾化油束照片（米氏散射法）
（左：侧视图；右：正视图）

喷油不能太早，以便保持喷到活塞顶上的油量尽可能少，另一方面又必须从喷油结束到燃烧开始为混合气准备留有足够的时间，特别是在高转速工况下喷油持续期在时间上受到限制，因此通过将喷油压力提高到 15MPa 来达到。

由于采用了上述所介绍的这些措施，从而获得了图 4-146 所示的燃油耗特性曲线场，在宽广的范围内具有非常低的比油耗值，其中燃油耗的最佳点为 235g/kW · h，处于相当出众的水平。图中示出的公路行驶部分负荷曲线表明，即使在汽车高速行驶工况下发动机仍工作在比油耗极低的运行工况点上。

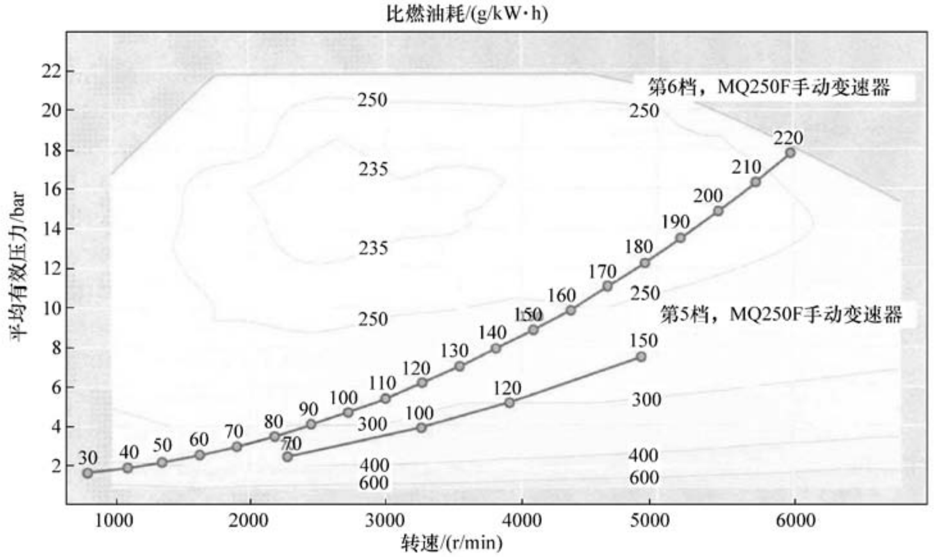


图 4-146　1. 4L – TSI 直喷式汽油机的燃油耗特性曲线场

4.7.7 发动机控制

这种 TSI 复合增压直喷式汽油机所用的电子控制系统是在批量生产中用于 FSI 自然吸气直喷式汽油机的电控单元基础上进一步开发而成的。这种发动机电控系统是一种传感器导向的控制系统，并借助于压力传感器来采集发动机充气的信息。同时，在这种复合增压直喷式汽油机上应用了相位可调节的进气凸轮轴，并且因进气空气需求量的变化幅度较大，这些都必须以精确的建模和充气模型的调节作为前提条件。

（1）按负荷要求进行调节

在 MED9.5.10 电控系统的转矩控制结构中，驾驶人所要求的转矩值是由对应的空气质量换算成额定的进气管压力。在自然吸气运转情况下该额定值仅仅只由节气门和进气凸轮轴相位调节器来调节，而在复合增压运转情况下还取决于机械增压器及其电磁离合器和调节阀以及废气涡轮增压器的废气放气阀的相互配合，因此其控制要比常规增压发动机更为复杂。

由于相对于机械增压而言废气涡轮增压在能量利用方面更为有利，因此在所要求的增压压力下，通常首先要检验废气涡轮增压器是否能够单独提供所要求的增压压力，如果废气涡轮增压器不能单独提供所要求的空气质量，就根据模型要求附加接入机械增压器。在发动机电控单元的增压压力模型中，借助于质量流量对涡轮增压器的冷端（压气机）、热端（涡轮机）进行效率修正计算，例如考虑到通过废气放气阀的放气量。同时，借助于机械增压器效率，在考虑到机械增压器调节阀的情况下算出由机械增压器提供的增压份额。通过精确地识别这两种增压装置的增压度来确定需要参加工作的有关执行器的参数和发动机运转的基本参数。

（2）机械增压器离合器的控制

机械增压器是通过与冷却液泵组合成模块的电磁离合器来接合或脱开的。为了兼顾到用户舒适性的要求，非常重视电磁离合器瞬时无冲击地接合或脱开。此时，除了机械增压器消耗的转矩之外，还必须考虑到离合器空气隙因摩擦片磨损而发生的变化。若要满足如此高的要求，这就取决于离合器内部电磁线圈在时间上的精确调节控制，这由电控单元发出的脉冲宽度调制来达到。电磁离合器空气隙大小的差异由附加的电流测量来识别，从而确定离合器接合的精确时刻。借助于自适应程序来考虑这些用于电磁离合器接合或脱开的修正量数据。由于必须要确保机械增压器的运转转速不能超过其允许的最高转速 18 000r/min，因此在控制电磁离合器的相应软件模块中集成有脱开和诊断策略程序。

机械增压器的工作能力及其增压压力是由调节阀来调节的。当机械增压器工作运转时，调节阀关闭，空气滤清器后的进气空气就改为流向机械增压器。在低转速范围内也要能迅速地提升增压压力是这种 TSI 复合增压直喷式汽油机的主要开发目标（图 4-147）。增压压力的提升直接受到调节阀关闭速度的影响。当需要机械增

压器达到最大工作能力时，该调节阀能够在 0.2s 内关闭。此时，必须将调节阀的关闭和机械增压器的接合工作相互调整得在时间上精确地重合，从而在任何时刻都不会出现增压压力的跌落，以至于驾驶人感觉不出有任何转矩的损失。

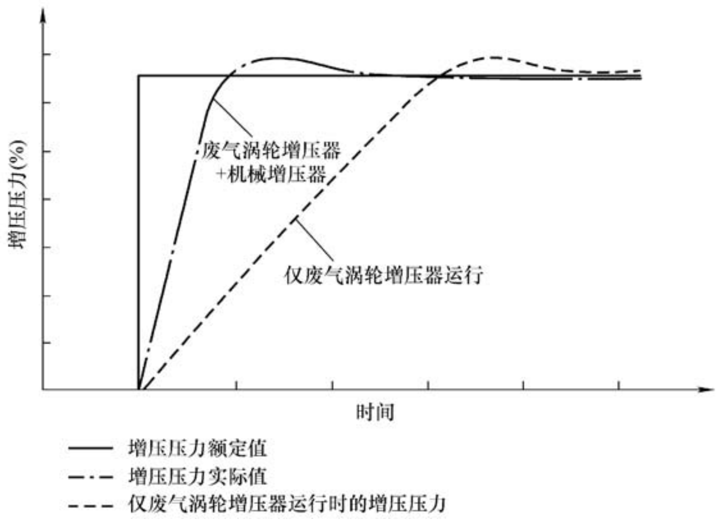


图 4-147　增压压力的提升

（3）废气涡轮增压器的调节

废气涡轮增压器是通过改变进入涡轮机的废气质量流量来调节的，涡轮机的工作能力要匹配得适合于运行工况点的需要。所必需的涡轮机的工作能力直接取决于压气机的工作能力，而后者在电控单元内部的计算模型中是由所需的压气机压比和效率特性曲线场算出的。

当废气涡轮增压器必须要在最大工作能力下运转的时候，通过压力膜盒中的弹簧将废气放气阀关闭，此时由发动机提供的全部的废气质量流量流经涡轮机。同样，当废气涡轮增压器所需的工作能力降低的时候，通过电控单元中涡轮侧的计算模型，借助于效率算出必需流经涡轮的废气质量流量、废气放气阀的额定位置及其气动行程阀的控制信号，再由气动行程阀将废气放气阀压力膜盒中调节到相应的压力，从而将废气放气阀调节到所希望的位置。

为了控制倒拖循环空气电磁阀，必须对废气涡轮增压器前后的压力进行分析。与普通的单级增压发动机的压气机进气侧差不多接近环境压力不同，在 TSI 汽油机上，在机械增压器运转工作期间废气涡轮增压器较晚达到喘振极限，这种新的要求已经通过修改迄今为止现有批量生产应用的软件功能来达到。

4.7.8　废气排放控制措施

由于采用了铸钢排气歧管并应用了专门开发的催化器涂层，TSI 汽油机能够长

期在废气涡轮增压器前高达1050℃的废气温度下运转，这样具有所选择的6档速比的高尔夫轿车就能够应用 $\lambda=1$ 的均质混合气以高达200km/h的车速行驶。因此，这种TSI汽油机在高负荷工况下也能够采用以化学计量比均质混合气运转，应用像前置催化转化器氧传感器那样简易的两点跃变式氧传感器。

像FSI自然吸气汽油机一样，新的1.4L－TSI增压直喷式汽油机也采用高压喷油起动。当燃油系统中的压力达到大约2.5MPa时，才开始进行第一次喷油，因此即使发动机尚处于冷态，但由于其已经具有良好的混合气准备，只需要较少的油量就能顺利起动，从而获得了较低的原始排放。汽油直接喷射能够采用双次喷射使催化转化器迅速地热起来，并且废气涡轮增压器与催化转化器之间的排气连接管采用空气隙绝热的双层排气管，部分补偿了通过废气涡轮增压器的温度损失。

通过上述各种降低排放措施的综合效果，使1.4L－TSI增压直喷式汽油机当时就能可靠而低成本地达到欧4排放标准要求。

综上所述，大众公司在1.4L－TSI－125kW直喷式汽油机上首次在量产中采用了废气涡轮－机械复合增压，使汽油直接喷射技术得到了进一步的发展。通过发动机小型化、缸内汽油直接喷射和增压的组合应用使这种汽油机获得了卓越的性能，首次搭载于高尔夫GT轿车上，特别是在福克斯（Focus）轿车上树立起了低燃油耗、驾驶乐趣和行驶舒适性的新标准。高尔夫GT轿车的NEDC行驶循环燃油耗只有7.2L/100km，在125kW功率等级的轿车中是独一无二的，而令人折服的是转矩特性曲线在1750～4500r/min的转速范围内保持不变的最大转矩高达240N·m，从而获得了卓越的驾驶动力性。达到如此丰满的转矩特性曲线是通过废气涡轮增压器与机械增压器的绝妙组合而达到的。在满足苛刻的排放法规要求的同时，获得了高的动力性和非常优良的燃油经济性。

4.8 宝马双涡轮增压直喷式汽油机

德国宝马（BMW）公司曾于20世纪70年代就批量生产世界上第一辆装用涡轮增压汽油机的轿车（图4-148），但是自从20世纪80年代末就放弃继续开发涡轮增压汽油机，其主要原因是涡轮增压汽油机较高的燃油耗和迟缓的加速响应性。21世纪初，BMW公司通过采用缸内直接喷射与涡轮增压相结合成功地克服了传统涡轮增压汽油机的不足。由于汽油直接喷入气缸，燃油蒸发对燃烧室内充量起到了冷却作用，使得第二代油束引导燃烧过程分层运行的汽油直接喷射可以明显地提高压缩比，从而提高了热效率和最大功率，同时由于涡轮增压器采用了耐高温材料，为降低废气温度避免零件过热而要求混合气的加浓量明显减少，而应用两个惯性矩小的小型增压器又能明显改善加速响应性。

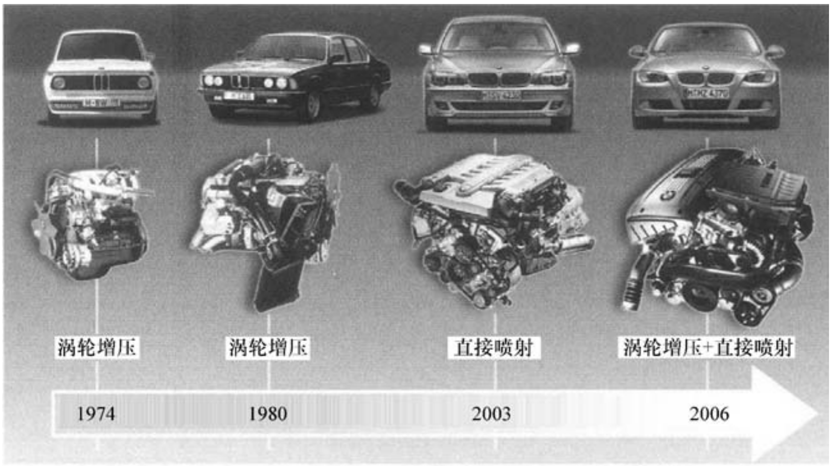


图 4-148　BMW 公司轿车汽油机涡轮增压和缸内直接喷射的发展历史

4.8.1　开发目标

BMW 公司对这种直列 6 缸增压直喷式汽油机提出了较高的开发目标，要求在适当提高发动机功率的同时，特别应该使转矩有明显的提高，其最大转矩力争达到 4.0L－8 缸机的水平，并且其转速范围应更加明显宽广得多，同时要获得类似于自然吸气汽油机那样的加速响应性和有利的燃油耗。这种直列 6 缸汽油机的重要优点在于因无不平衡的力和力矩而具有良好的运转平稳性，这特别有利于增压机型继续保持自然吸气发动机高达 7000r/min 的宽广的可用转速范围。为了达到如此高水平的开发目标，选择了以下技术方案：

- 共轨汽油直接喷射和压电喷油器（高精度喷射）。
- 喷油器和火花塞中央布置的第二代油束引导燃烧过程。
- 两只小型废气涡轮增压器分别由 3 个气缸的排气来驱动。
- 优化的进气空气流动导向和高效的增压空气冷却。
- 通过电控真空执行器控制涡轮废气放气阀调节增压压力，并应用进排气凸轮轴相位无级调节器。
- BMW 公司独特的控制、调节、自诊断和自适应功能，并辅以专门为该汽油机优化的变速器控制。

这种 6 缸增压直喷机型的开发以 2004 年推出的新一代直列 6 缸自然吸气汽油机为基础机型，其主要特点是采用了 Valvetronic 全可变配气机构。因功率和转矩明显提高必须对基础发动机进行改进，例如改进原有的全铝曲轴箱结构，并采用黏性曲轴扭振减振器来替代传统的橡胶曲轴扭振减振器。

4.8.2 发动机简介

气缸体曲轴箱和主轴承框架底座仍然采用压铸工艺制造。为了满足达到更高功率水平而明显提高的要求，虽然仍由铝（AL226）压铸而成，但是因活塞速度和燃烧室温度已提高，在气缸体曲轴箱中铸入了一个灰铸铁气缸套，而压铸前其外表面已喷涂铝以提高与铝气缸体的结合牢度。

曲柄连杆机构的外形尺寸已经加大，同时气缸直径已缩小到84mm，而活塞行程则加大到89.6mm，此外采用锻钢曲轴替代铸造曲轴。

20世纪70和80年代时BMW公司的增压汽油机还只能采用6.9~7.0的压缩比，而这种双涡轮增压直喷式汽油机因燃油直接喷入燃烧室汽化潜热降低了爆燃倾向，其压缩比可提高到10.2，已进入当今自然吸气汽油机压缩比的范围。这样高的压缩比除了能获得较高的转矩得益之外，还明显改善了燃烧过程效率，从而能使其燃油耗比进气道喷射增压汽油机降低高达10%。同时，采用了能承受1050℃高温的废气涡轮，因此该汽油机在高功率工况时也能够以有利于燃油耗的混合气调节运行。

由于采用缸内直接喷射，气缸盖必须重新设计。不仅要将压电喷油器布置在气缸中央位于火花塞附近，而且还必须将进气侧的无级气门升程调节机构改为带有进排气双凸轮轴相位调节器的传统气门传动机构。

由于曲轴运转负荷加重，发动机舱的温度提高，迄今应用的橡胶扭振减振器已经无法正常工作，而应用了一种黏性曲轴扭振减振器来替代，其轮毂与轮缘之间起液力作用的面积已采用附加的梳齿形轮廓予以加大。

冷却系统的最大特点是采用了可按需要调节的电动冷却液泵，最大驱动功率为400W，完全能满足增压发动机所需的较高的冷却能力，其突出的优点在于在发动机高转速工况时可大大降低冷却液泵消耗的功率，并且在发动机暖机时可迅速加热冷却液，此外对涡轮增压发动机而言还具有这样的优点：即发动机停机后可实现增压器的后冷却。另外，还配备了一个风冷式机油冷却器。

表4-16列出了这种机型的主要技术数据和结构特点。

表4-16 主要技术数据和结构特点

结构形式	—	直列6缸
最大功率	kW	225/306
最大功率转速	r/min	5800
最大转矩	N·m	400
最大转矩转速	r/min	1300~5000
燃烧过程	—	高精度汽油直接喷射
排量	cm^3	2979

（续）

压缩比	—	10.2∶1
气缸直径/行程	mm	84/89.6
曲轴箱材料	—	压铸铝带灰铸铁气缸套，开放式顶面结构，框架底座
缸心距	mm	91
连杆	—	梯形小头，大头采用胀裂工艺分离
凸轮轴	—	2 根凸轮轴，链传动，7 道轴承，并经精密平衡
凸轮轴相位调节器	—	进排气凸轮轴叶轮式液力无级相位调节
配气机构	—	双凸轮轴相位调节器，滚轮摇臂，链传动
每缸气门数	—	4 气门，滚轮摇臂传动
进气装置形式	—	长度不可变，塑料
机油泵	—	体积流量可调式
发动机重量（按 BMW 规范）	kg	190
发动机电控系统	—	MSD 80
燃油系统	—	泵油量可调式高压油泵，中置压电喷油器，共轨压力 20MPa
点火系统	—	分缸独立点火线圈，爆燃调节
燃油（研究法）		91 ~ 98 号汽油
满足排放标准	—	EU4 / LEV Ⅱ
增压系统	—	双废气涡轮增压器，耐久运转最高废气温度 1050℃
冷却系统	—	电动冷却液泵（400 W），外部机油冷却器位于车轮罩上

4.8.3　喷油系统

（1）压电喷油器

为了减少方案的多样性，降低开发费用，并充分利用协同作用的效果，均质燃烧增压发动机和未来的分层燃烧自然吸气发动机配备相同的喷油系统，因此必须新开发一种高精度喷油器来满足这两种用途的所有要求。

这种高精度压电喷油器由西门子威迪欧（Siemens VDO）公司开发并已批量生产，其特点是喷油器位于燃烧室中央（图 4-149）。这种喷油器的最重要的元件是压电执行器、由压电执行器直接操纵的向外开启的喷嘴针阀和机油阻尼热补偿器等。这种结构形式的最大优点在于具有高的抗结焦能力和非常短的开关时间（200μs），并能够实现多次喷射以及喷嘴针阀的全升程和部分升程。

这些可变性使得这种涡轮增压直喷式汽油机在使用这种喷油系统时具有更大的自由选择空间，例如在暖机时能够采用稀薄燃烧大大加快催化器的加热以及在高负荷时采用多次喷射减少燃油湿壁和机油稀释现象。除此之外，压电喷油器与火花塞

位置的共同配合提供了实现分层燃烧的可能性。

压电喷油器与火花塞横向交叉布置在气缸盖上，压电喷油器位于进气侧，而火花塞则位于排气侧。事实已经证明，这种布置形式是燃烧过程要求、气缸盖几何状况和使用寿命要求等方面的最佳折中。由于在气缸盖上热负荷很高的部位附加了这些部件，大大提高了对气缸盖冷却设计的要求。

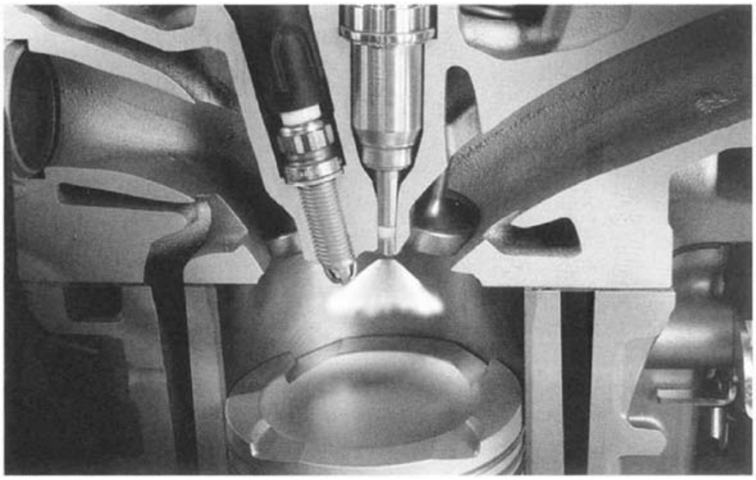


图 4-149　燃烧系统布置

这种喷油器布置在燃烧室中央紧靠着火花塞，它喷射出的 90°锥形油束扩展到燃烧室的较大空间而并没有碰到燃烧室壁面。喷油器油束紧贴着火花塞就能够在一定的运转工况下通过适当的喷油正时有针对性地局部加浓混合气，并增强点火部位的紊流运动能量。

由于喷油器具有非常迅速的开关特性（最短的喷油时间可达 0.1ms）和高的静态流量值（在 20MPa 喷油压力下最多可达约 30g/s），因此在喷油策略方面可获得很大的自由度。根据负荷、转速和温度，可将喷油量在整个进气和压缩行程期间任意分成多达 3 次喷射。在小负荷工况时只需进气行程期间的单次喷油脉冲就足以获得均匀的油气混合气，而在热机运转时与油束几何形状匹配的热的活塞顶面有助于燃油的汽化。

在低速高负荷运转工况时，将喷油量分成 2 次或 3 次喷射，这样就能够在尽可能少湿壁的情况下获得非常均匀的油气混合气。图 4-150 示出了在发动机特性曲线场范围内多次喷射的应用情况。

在高转速运转工况时，废气涡轮增压会使气缸内的残余废气含量增加而对爆燃倾向和燃烧持续时间产生不良的影响。出于这方面的原 因，同时为了改善其余运转工况范围内的运转稳定性和燃油耗，将进气道设计成能够在燃烧室中产生有针对性的滚流流动的形状，这样就能够加速燃烧，再加上所选择的废气涡轮增压器设

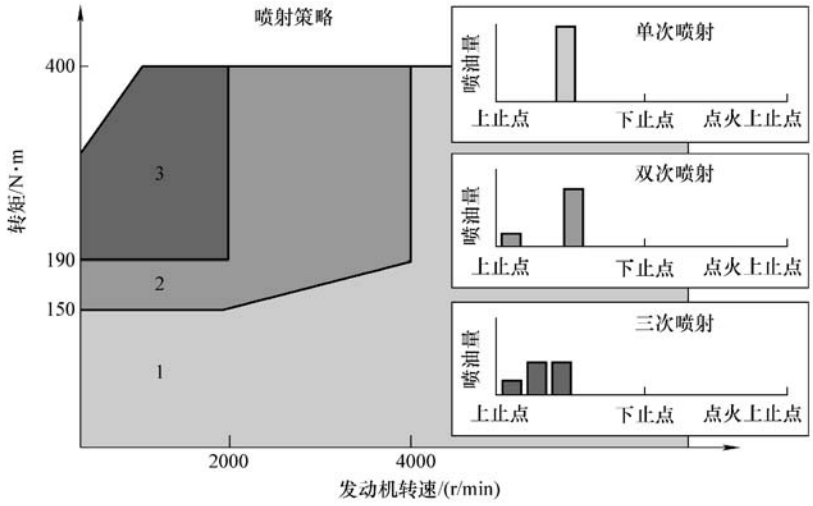


图 4-150　单次、双次和三次喷射模式的特性曲线场范围

计，就能够获得所必需的功率，并改善热效率，因此该机型可提供了 225kW 的最大功率，并获得了 300g/kW · h 的突出的比油耗。

由于压电执行器直接操纵向外开启的针阀的开关非常迅速，因此为了尽可能减少喷油器固体声激励传入气缸盖，喷油器不是直接而是经过一个起隔离作用的金属丝编织垫圈压在气缸盖上的。

（2）燃油泵

采用一个 3 缸轴向柱塞泵来供应燃油，其泵体采用高级合金钢制成，对汽油和乙醇具有高度的兼容性，可在全世界范围内应用。该泵带有一个油量控制阀，由发动机电控单元通过脉宽调制信号来控制其开闭，以实现燃油压力和泵油量的综合调节。以这种工作方式调节燃油压力，就无须控制全部泵油量，而只需控制通过油量控制阀缝隙的泄油量即可。这种有效的调节技术使得在 20MPa 喷油压力下也不需要燃油冷却器。

高压燃油泵由曲轴 – 机油泵 – 真空泵三角形链传动机构来传动，并由油箱内的调速电动泵提供最高达 0.5MPa 的初级输油压力。从高压燃油泵出来的高压燃油进入带有压力传感器的燃油共轨，再经过各缸的高压油管分别输入相应的喷油器（图 4-151）。

4.8.4　增压系统和废气后处理装置

废气涡轮增压器 – 排气歧管 – 近发动机催化器组合模块与进气空气和增压空气管路一样对发动机性能具有很大的影响。在设计增压系统时，在确保涡轮增压器获得出众的效率的同时，要特别重视其快速的加速响应性，此外进气和排气侧的压力

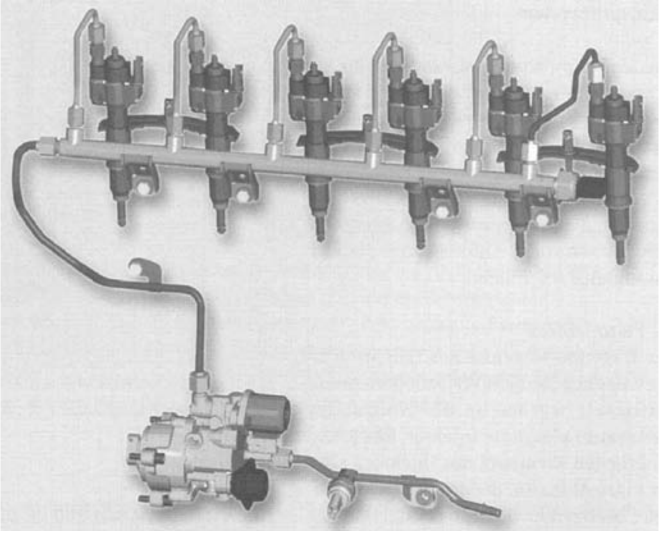


图 4-151　燃油系统

损失要小，而且发动机舱和空气管路要承受较小的热负荷，还应有针对性地抑制涡轮增压器特有的噪声。

在结构上要求具有紧凑的结构形式、增压器（包括排气歧管在内）对所有机型的通用性以及在初次装配和维修中的安装可靠性，并从一开始就力争实现增压器无支架而自行承重的结构形式。

（1）结构形式

该机所选用的双涡轮增压器方案是由每三个气缸排出的废气驱动一台涡轮增压器（图 4-152），这样每个增压器转子具有小的转动惯性矩，能获得良好的加速响应性，而且排气歧管结构紧凑、流动阻力小和重量轻也带来了有利的效果。此外，该机所采用的废气涡轮增压器由于排气管和涡轮都采用了特殊的耐高温材料，并且借助于计算机辅助工程（CAE）对壳体进行了流动和强度优化，因此具有出众的工作能力，能够在温度高达 1050℃ 和转速高达 200 000r/min 的工况下工作，即使在特别高的负荷范围内经过最严酷的耐久运转后涡轮壳也绝不会出现裂纹。

两台小型化涡轮增压器的结构相同，并且反向布置（图 4-153），因而能够应用相同的排气歧管，此外管路的走向能使两台增压器之间的热废气管及其与进气空气管和增压空气管相隔尽可能大的距离。

结构紧凑而轻型的排气歧管像前置催化器管道一样做成双层中空隔热的结构形式，其小的热容量和良好的隔热效果可使催化器迅速地热起来，并能大大地降低发动机舱内的温度。为了补偿热膨胀，双层排气歧管的内层做成滑动配合的结构形式。排气歧管直接与涡轮壳焊接在一起，因而省去了大而重的连接法兰。由于这种结构紧凑而又简单，同时具有非常好的刚度，因而涡轮增压器就无须再用支架了。

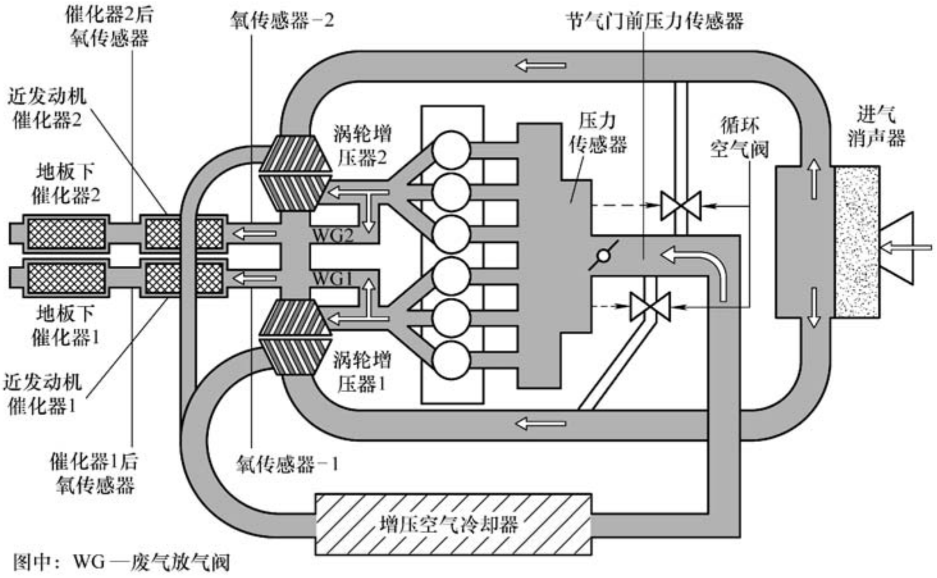


图 4-152　双涡轮增压器系统的布置方案

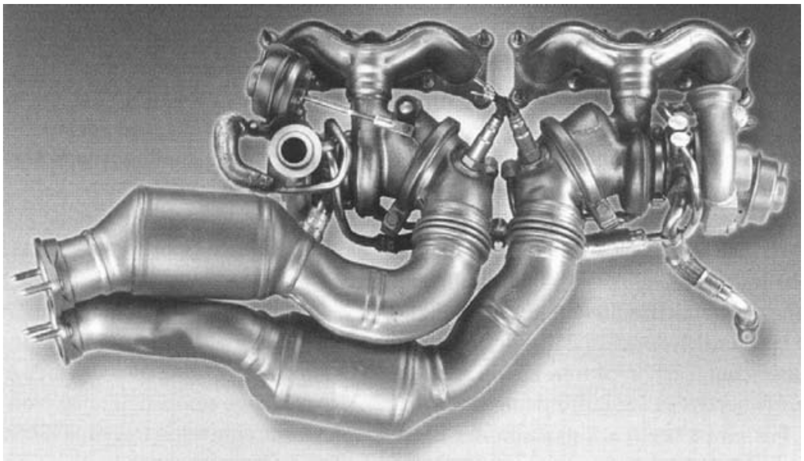


图 4-153　排气歧管－废气涡轮增压器－近发动机催化转化器的装配状况

排气歧管的外层采用 1.4541 材料，内层采用 2.4851 材料，涡轮壳采用 A5N 耐高温材料，而涡轮转子选用 Marm 247 高温合金材料，其可靠的铸造工艺则对批量生产是一个很大的挑战。

两台涡轮增压器各分别经过两根管子供应机油和冷却液。由于涡轮增压器的位置高于发动机机油液面，因而机油从增压器回流无须采取专门的措施。

增压压力分别由一个废气放气阀来调节，每个放气阀各通过一根连接杆与一个

真空膜盒相连，发动机电控单元分别通过一个电－气压力转换阀来控制各自的真空膜盒，并按脉谱图来调节增压压力，最高可达0.16MPa。

进气空气管和增压空气管都已经模拟计算优化过，这些空气管道长度短而又有较大的横截面积，并且很少转向，因此流动阻力很小。

由于涡轮增压发动机无须采用可变进气管长度，进气空气管由塑料制成，而高温范围内的增压空气管则采用铝管，其余的增压空气管也采用塑料管。进气消声器与空气滤清器制成一体，位于进气管的上方固定在发动机上。

在设计增压空气冷却器时，借助于内容广泛的模拟计算，在循环冷却率和压力损失之间寻找到一个合理的折中方案。

两个前置催化器分别由一个目数为600孔/in^2和壁厚为3.5密耳（0.889mm）（1密耳＝1mil＝0.001in）的单级陶瓷载体组成，并分别用一个V形带箍与涡轮增压器相接。为了防止涡轮增压器的高频振动传入后面的废气后处理装置中去，每套排气系统中都应用了一段波纹管以消除固体传声。另外，还使用了两个陶瓷载体目数为400孔/英寸^{2}和壁厚为4.3mil（1.092mm）的地板下催化器。为了降低排气背压，采用了较粗的管子（$d=60$mm）连接到两个大容量的消声器。

（2）模拟计算辅助设计

高达1050℃的废气温度导致了高的交变热负荷，因而涡轮上的应力极高。在结构设计时应用计算机辅助工程（CAE），目的在于在设计阶段就能发现薄弱环节并予以消除。

为了确保零件强度，通过试验和模拟计算来共同确定一些开发重点，其中包括排气歧管和涡轮壳的高温机械稳定性、确定全负荷时增压器转子的转速安全性、涡轮叶轮使用寿命的评估以及整个系统（排气歧管、增压器、催化器、废气管和消声器）的振动负荷等。

在评估涡轮壳高温机械稳定性时，首先进行涡轮壳材料的非稳定加热和冷却（温度突变）计算，再根据由此得到的温度特性场就能够计算出由此所产生的零件应力及其可能产生的故障。具体而言，涡轮壳上那些被确定为处于临界状况的区域会产生大的塑性变形，甚至在试验中会出现裂纹，通过结构设计和计算的紧密结合就能够成功地将零件设计得经久耐用。

对于增压器转子可以采用类似的方法处理。在增压器转子转速高达200 000r/min的情况下将产生极大的离心力，这就要求其材料在高温下具有很高的强度，直到某个转速时才会产生塑性变形。图4-154左上图示出了在转子转速高达200 000r/min和涡轮进口温度达到1050℃情况下涡轮叶片产生塑性变形的区域，变形始于叶片的根部，在确定超转速安全性的破裂试验中也曾出现过这种损坏形式（图4-154右上图）。通过这种试验可以查明出现损坏的极限转速，同时也可以进行有限元法（FEM）计算来估算这种极限转速。在此具体的例子中已经查明，在1050℃情况下涡轮叶片发生破裂的极限转速为285 000r/min，而在试验中涡轮叶轮

在 300 000r/min 时发生破裂，由此证实了 CAE 分析具有良好的可预测性。图 4-154 下图表示涡轮进口废气温度对叶片塑性拉伸量及其破裂极限转速有哪些影响。破裂极限转速基本上取决于涡轮叶轮的铸造品质，因此必须进行检验。在高品质均匀金相组织的情况下，由试验查明的涡轮叶轮破裂极限转速只有很小的偏差。

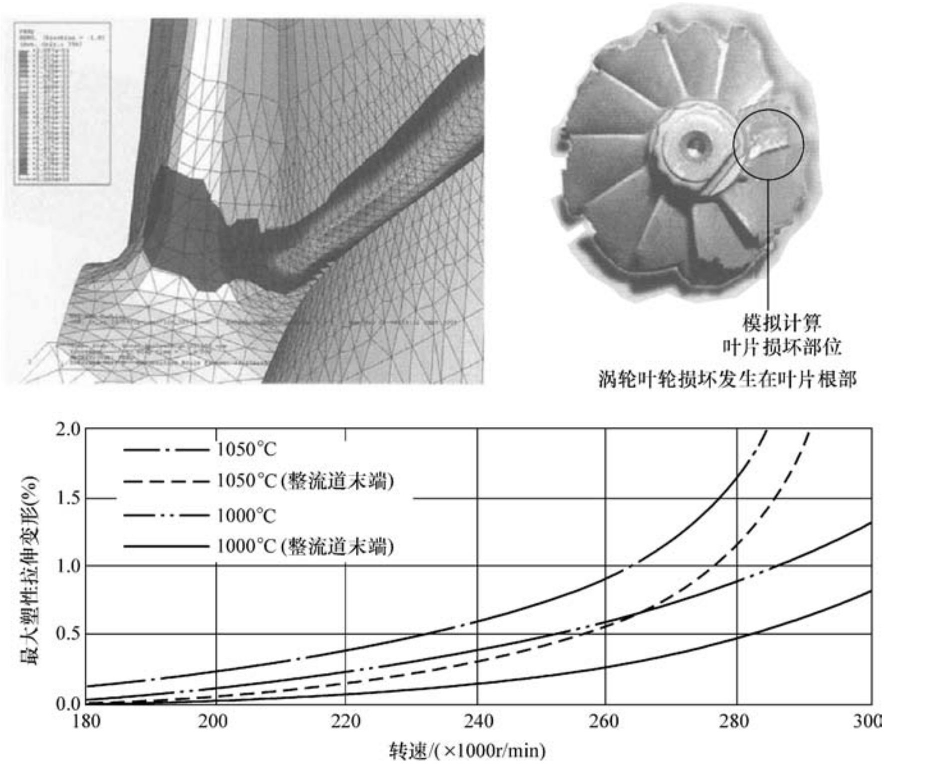


图 4-154 左上图：转子转速 200 000r/min 和涡轮进口温度 1050℃时离心力造成的工作叶轮塑性变形；右上图：破裂试验结果；下图：废气温度对塑性拉伸变形和破裂转速的影响

（3）增压器及其增压空气冷却

在选择废气涡轮增压器时，特别重视具有较小的转子转动惯量和高的热效率以及与 3L 直列式汽油机的优化匹配。从两个压气机出来的增压空气流入一个外形尺寸较大的横置在发动机散热器下方的空 - 空中冷器，该中冷器由汽车行驶产生的迎面风或吸风式 E 型风扇持续不断地冷却。即使在增压运行的情况下集气室的空气温度通常低于 50℃，因而降低了爆燃倾向，获得了十分有利的燃油耗。

（4）增压压力调节

该机所用的增压器废气放气阀是采用真空操纵的，而真空由机械传动的真空泵来提供，并通过电 - 气压力转换阀来调节，因此集成在发动机电控单元中的增压压力调节功能就能控制废气放气阀在任何时刻处于任意一个位置上。

正如图 4-155（见彩插）所示意的那样，在发动机低负荷时废气放气阀关闭，以便使废气涡轮增压器的转速尽可能高，从而获得良好的加速响应特性。与此相反，在发动机中等负荷时废气放气阀部分开启，以便降低排气背压有利于改善燃油耗，而在图中红线上方的负荷范围内，废气放气阀则按照当时所必需的增压压力来进行相应的调节。

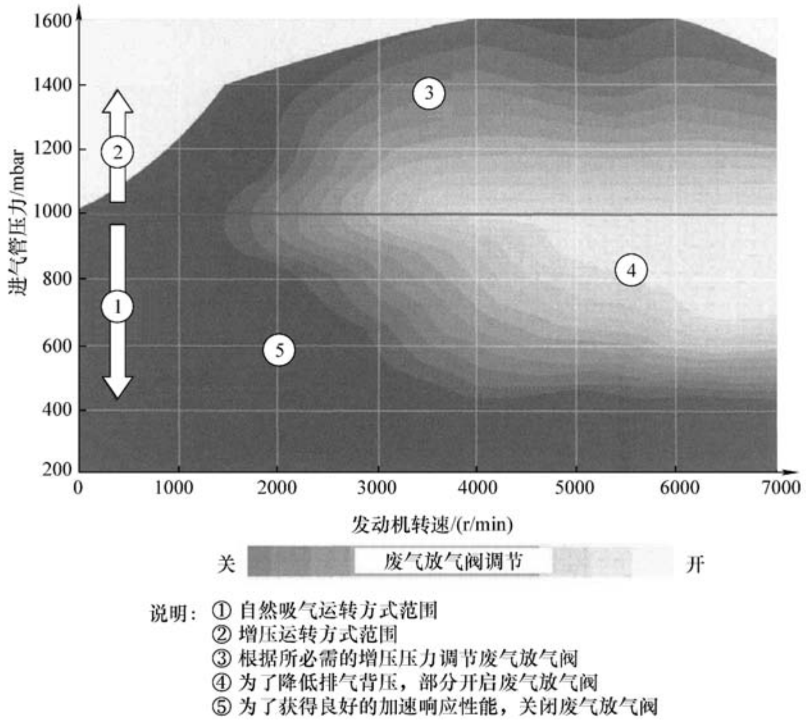


图 4-155　特性曲线场中废气放气阀的控制

该系统还具备失效保护功能，当电子或气动控制发生故障失效时，废气放气阀将由执行器中的弹簧强制打开，但若要通过这种方法和其他电子监测功能来检测因增压器超转速而发生的故障和损坏是几乎不可能的。这种外形尺寸较大的真空膜盒执行器的另一个优点是具有较大的关闭力，即使在 0.5MPa 排气压力波动幅度的情况下废气放气阀仍能够可靠地保持关闭状态，使加速响应性和低速转矩得到显著的改善。

（5）可变配气正时的效果

在大约 2500r/min 时，废气涡轮增压器处于产生正扫气压差状态，也就是说进气管压力高于废气背压。在这种状况下，在气门重叠期间进气道喷射汽油机的油气混合气就会进入排气道而被损失掉，而缸内直喷式汽油机却可利用气门重叠来扫除缸内的残余废气，这在增压度较高的情况下将有利于提高抗爆性以及获得相应较好

的能量转换。为了避免扫气损失，当排气门关闭后才将燃油喷入气缸。

在低速高负荷情况下，进气结束得较早的凸轮轴相位可提高充气效率，因而就能提高转矩，并增大废气流量，这样就有利于为废气涡轮提供较多的能量，从而使压气机从非常低的发动机转速起就有可利用的驱动功率，再加上涡轮具有较高的效率，因而该汽油机获得了非常出众的低速转矩：从 1000r/min 起就已显现出增压的效果，而从 1300r/min 起就达到了最大转矩 400N · m，这相当于 1.69kJ/dm^3 的比功。

4.8.5　性能试验结果

图 4-156 示出的外特性曲线再次展现出了这种双涡轮增压直喷式汽油机优异的动力性能。在 1300r/min 时就已经达到了最大转矩 400N · m，而且一直保持到 5000r/min。除了具有宽广的最大转矩平台之外，宽广的可利用转速范围也对汽车的行驶性能产生重要的影响。虽然与自然吸气发动机相比涡轮增压发动机的活塞行程略有增加，但是其最高转速仍保持高达 7000r/min。

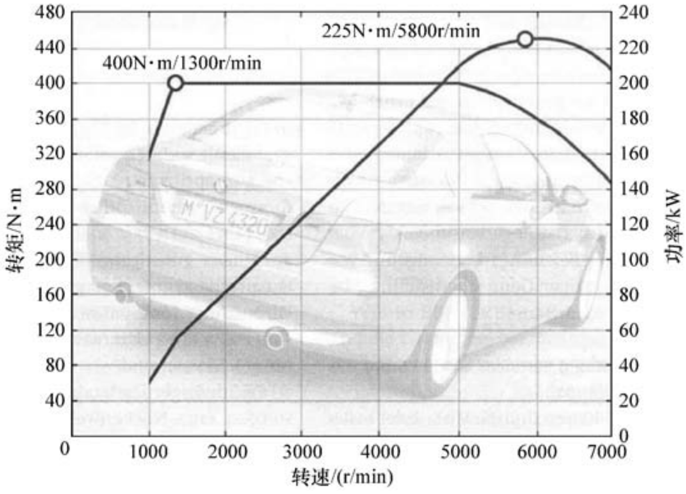


图 4-156　BMW－3.0L 双涡轮增压直喷式汽油机外特性曲线

BMW 350i Coupe 轿车装用这种双涡轮增压器直喷式汽油机后，从 0 加速到 100km/h 的时间缩短到 5.5s，而用 6 档变速器的第 5 档行驶时从 80km/h 加速到 100km/h的时间也只有 6.2s。

对这种机型而言，以往经常用“涡轮空穴”大小来评价加速响应特性的优劣已过时了，因为这种直列 6 缸汽油机对踩压加速踏板的反应极为敏感，可以用从怠速突变加速到全负荷时转矩提升的斜率来确定加速响应特性的优劣。图 4-157 对单/双涡轮增压器方案的加速响应特性进行比较，从自然吸气发动机全负荷出发突变

加速时的转矩提升后者要快大约60%，这对这种成本较高但却具有十分优异的行驶动力性能的技术方案起到了重要的作用。

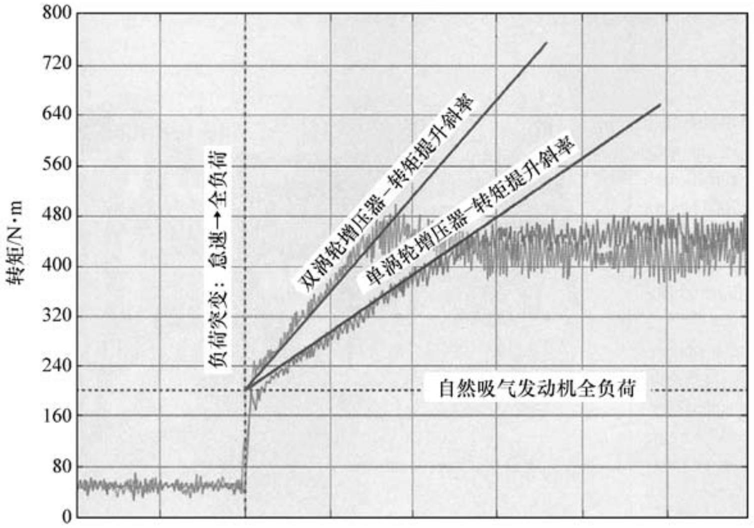


图4-157　单/双涡轮增压器加速响应特性的比较

图4-158示出了搭载这种直列6缸双涡轮增压与高精度喷射（包括未来自然吸气机型相应方案）直喷式汽油机的BMW 350i Coupe轿车燃油耗和加速性与公司内

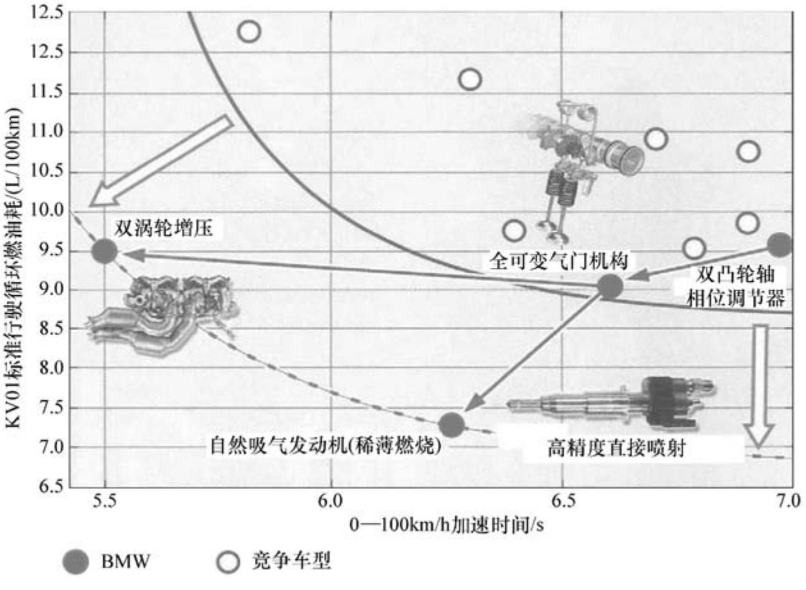


图4-158　BMW 350i Coupe轿车燃油耗和加速性与竞争车型的比较

外同类竞争车型的比较。显然，新型增压机型在技术上达到了一次跃进，其“百公里燃油耗 - 加速性”特性曲线移向更高的效益比，即使其动态性能有了非常明显的提高，但是 KV01 标准行驶循环的平均百公里燃油耗只有 9.5L/100km（高辛烷值汽油）。除了当时就满足欧 4 排放法规之外，也能达到美国实施的 ULEV2（超低排放汽车）排放限值的要求，而且还能够满足未来欧 5 排放限值的要求。

这种涡轮增压直列 6 缸汽油机的重量大约位于 6 缸和 8 缸自然吸气汽油机中间，因此其单位功率的比重量处于自然吸气汽油机的最佳水平。

4.8.6　动态性能的优化

（1）从部分负荷工况负荷突变时转矩的提升

开发新的涡轮增压汽油机的主要要求，除了要具备上述所介绍的良好的稳态性能之外，新一代 BMW 6 缸双涡轮增压直喷式汽油机仍要保持其非常突出的独特的加速响应性能。即使没有采用电控可变气门机构时所具备的气缸快速充气的优点以及与自然吸气汽油机相比其以无增压方式运转时的转矩较小，但在负荷突变后仍必须表现出与自然吸气发动机几乎一样良好的动态响应性能，并加快紧接着的增压压力的提升。为此所必须采取的措施在下文中将与手动和自动变速器轿车的差异一并予以解释。

这种要求的重要性在方案选择时就已予以考虑，为此采用了两个转子转动惯量非常小的小型涡轮增压器，为快速提升增压器转速也即提升转矩奠定了基础，特别是在从低速低负荷加速时更为重要。虽然这种方案已能够获得明显高的升功率和增压度，但是为了有利于发挥出类似于自然吸气发动机的牵引力特性，仍优先选用了适当的标定功率和标定转矩值。除此之外，在实际应用中还充分利用了快速叶轮式进排气凸轮轴相位调节装置、高精度喷射、上述介绍的自由控制废气放气阀调节增压压力以及有针对性的混合气形成和点火的精确控制等方面的可能性。

图 4-159 示出了从倒拖工况突变到 1500r/min 全负荷时增压压力和转矩的提升曲线。在最初的 0.5 s 期间（阶段 1），通过凸轮轴相位非稳态调节优化气缸充气，同时使废气放气阀处于关闭状态来实现以自然吸气发动机方式运转那样的转矩提升。在要求全负荷运转时，只要提高废气放气阀板的压紧力，以便废气涡轮以尽可能高的驱动功率从部分负荷时的低增压状态马上提升到全负荷增压压力（阶段 2）。该阶段转矩提升的斜率主要取决于废气涡轮和压气机的效率以及高的废气放气阀板压紧力。若要达到增压压力的标定值（阶段 3），混合气形成、点火时刻、喷油正时和凸轮轴相位调节要不断地随着当时的气缸充气状况、增压压力和排气背压等调整到最佳值，而 BMW 公司为气缸充气、废气含量和排气背压开发的内容广泛的软件模型对气缸充量有效地转换成转矩具有十分重要的意义。

（2）手动变速器轿车加速性的优化

1）独特的涡轮负荷冲击阻尼。废气涡轮专门为改善加速性和换档过程的优化

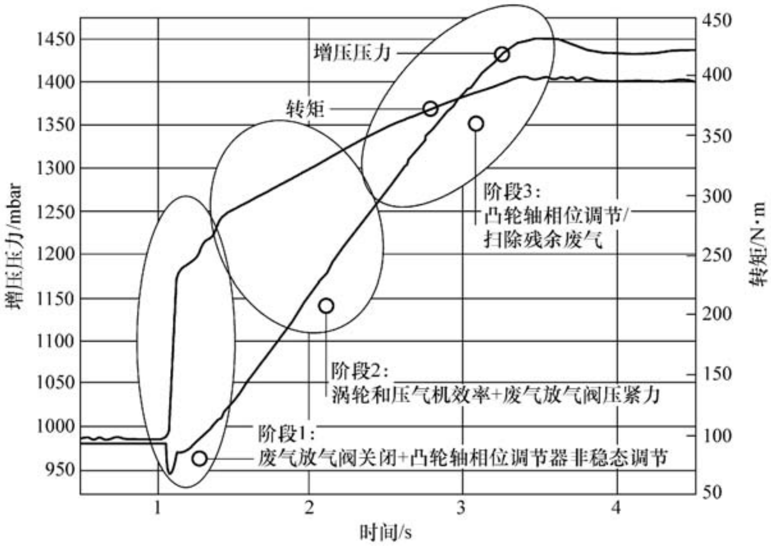


图 4-159　加快转矩提升的措施

工作是针对手动变速器轿车来进行的。

如图 4-160 所示，从带有电控可变气门机构的机型来看，在加速时由于燃气脉冲的冲击，除了加速度的提升具有较大的斜率之外，加速度曲线还有一个轻微的短暂的冲高。汽车试验表明，涡轮增压发动机的这种加速度的短暂冲高会对加速时的主观感觉产生不良的影响，因为这样一来在增压压力提升使加速度开始提高之前首先会感觉到一个冲动。

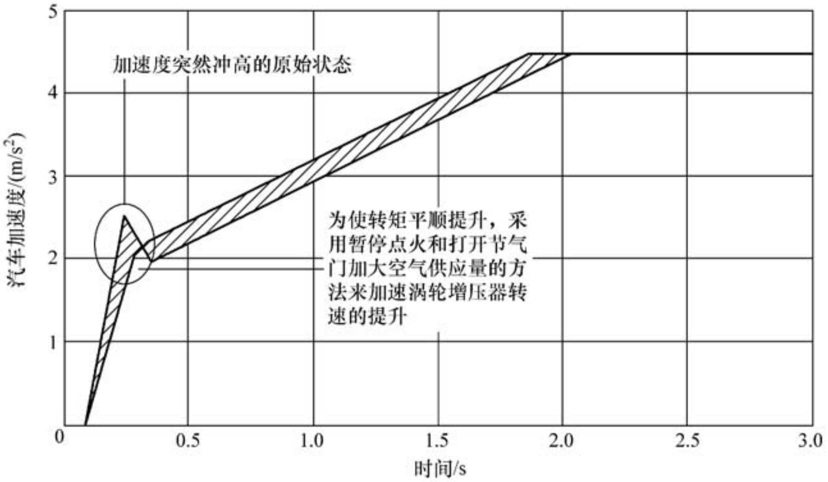


图 4-160　手动变速器轿车加速过程示意图

为了抑制出现加速度峰值，增强了负荷冲击阻尼作用。为此，基于转矩控制的

电控系统，由转矩控制预先规定的转矩额定值是这样来实现的：即通过短暂的停止点火干预来抑制不希望出现的牵引力峰值，但并不干扰气缸的充气过程，而是通过暂停点火短时间提高排气的热焓来辅助增压压力的提升。

2）换档增压功能。与废气涡轮增压柴油机相比，汽油机在换档过程中增压压力的快速下降会产生非常不利的影响，因而引起了人们的关注。发生这种情况与换档过程期间节气门关闭有很大关系：由于节气门关闭，使得空气和废气质量流中断，明显抑制了废气涡轮的高速转动。为此，专门为 BMW 335i 轿车废气涡轮增压汽油机的电控系统开发了一种独特的功能，即在全负荷换档时像柴油机那样节气门仍保持开启状态，并且通过适当的直接喷射和点火时刻控制实现必要的转矩中断，因而这样就在全负荷加速期间，在变速器档位快速切换时仍然感觉不到存在增压压力的中断（图 4-161）。

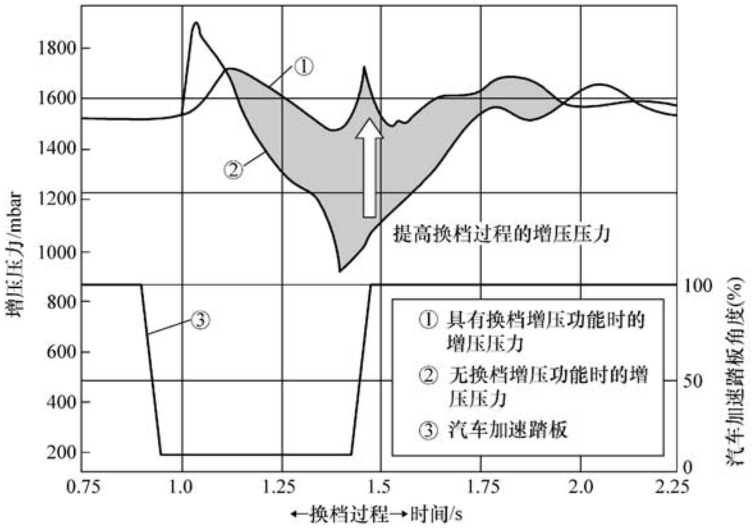


图 4-161　采用增压换档功能减小换档过程增压压力的降低

（3）自动变速器轿车加速性的优化

对自动变速器轿车而言，换档点的选择、变矩器的设计及其耦合调节的灵活性能够为涡轮增压汽油机动态特性的优化设计附加更多的自由度。其目标是：

① 加速时由涡轮增压来提升牵引力没有明显的缺点。

② 通过选择适当的档位充分利用高的低速稳态转矩。

③ 由于变矩器大多数处于完全耦合状态且发动机转速较低，但不会因此而损害动态性能，这样的运转工况有利于降低燃油耗。

1）加速过程。为了优化加速性，变矩器的耦合刚度是这样来选择的，即在负荷提高时即使没有增压压力，发动机的转速也能很快超过 1500r/min，此时涡轮增

压器转速的提升要比低于1500r/min时快得多，再加上总的传动路径相对较短，加速性能将达到非常好的指标（0－100km/h的加速时间和4s所行驶的里程）。

2）从稳定行驶状态加速。涡轮增压发动机的转矩要比自然吸气发动机大得多，因而牵引力的储备量也大大增加，允许设计成在明显高得多的负荷下才换低档的换档规范，这样给人以非常自信的驾驶印象，因此在D位时以适当的速率踩下加速踏板的情况下，到90％最大转矩时才换低档，而在节气门运动较快或突然关小的情况下，则变速器控制的行驶动态功能自动提前进行一次或多次换低档。但是，若用有利于燃油耗的整体式变矩器分接离合器将变速器长时间保持在尽可能最高的档位上，原则上有这样的问题：涡轮增压发动机从低转速加速时，为了提高牵引力所需的时间要比从较高转速加速时来得长。解决的方法是采用一种专门适应于这种暂时状态的液力变矩器控制方法：即为了能够在某种加速愿望下快速而又尽可能不换低档地提高牵引力，应在当前发动机运转工况下根据加速踏板值及其踩下的速率自动控制液力变矩器的打滑转差率，这样发动机转速立即就能提高几百转，增压压力也能迅速地建立起来。

4.8.7 应用高精度喷射改善排放

除了前面已经谈到的高精度喷射用于发动机热机均质运转的潜力之外，直接喷射的自由度特别对于发动机的排放性能具有重要的意义。针阀向外开启的喷油器形成对称的油束扩展，一方面为油束在燃烧室内的自由扩展创造了最佳的边界条件，另一方面这样的配置使得油束引导的分层燃烧过程存在着潜力。

催化转化器迅速达到起燃温度对于达到排放限值具有决定性的意义，而这对废气涡轮增压发动机就存在着挑战，因为在催化转化器前的废气管路中涡轮已将大部分的废气热焓取走，而不能用来加热催化转化器。为了对此进行补偿，与自然吸气发动机相比，废气涡轮增压发动机在需要加热催化器的特定的运转工况时要加大喷油量，同时在发动机起动以后要增加供应燃烧的空气质量，并将点火时刻向后延迟，以便使输出转矩值仍降低到原来所要求的大小，这样就获得了非常大的废气质量流量，而且由于点火时刻延迟使其具有极高的废气温度，催化转化器被迅速地加热。即使是稀薄混合气调节，甚至是点火上止点后40°曲轴转角这样非常晚的点火时刻，高精度喷射也能够获得稳定的燃烧过程，而且在这种运转工况下非常关键的HC排放也极低。通过在靠近点火时刻时在主喷射油量外附加喷射非常小的油量来达到必要的燃烧稳定性，由于在火花塞附近的这种附加加浓，使得略稀的基础混合气能够可靠地燃烧，而其中第2次喷射的持续时间只有0.15 ms。图4-162示出了高精度缸内直接喷射和进气道喷射排放潜力和催化转化器加热运转工况喷射模式的定性比较。

综上所述，BMW公司开发的这种双涡轮增压直喷式汽油机首次将双涡轮增压和高精度喷射结合起来，在满足全球废气排放限值的同时，获得了高的行驶动力性

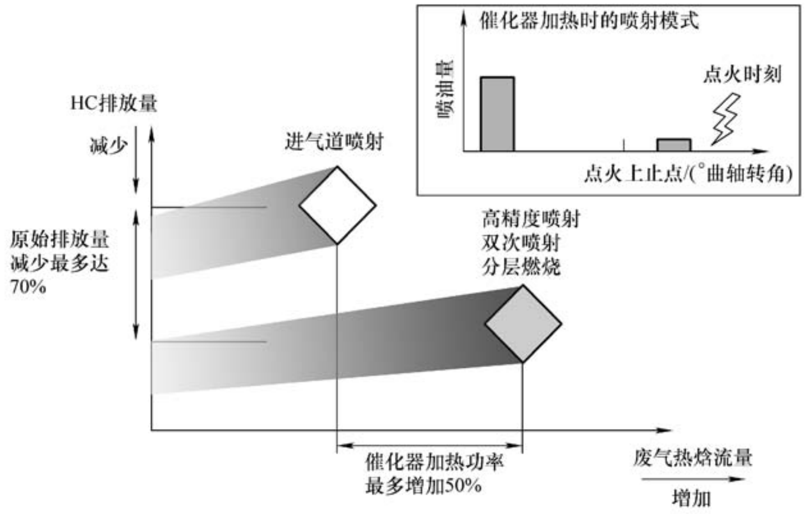


图4-162 高精度喷射降低排放的潜力

能和非常低的燃油耗。335i Coupe 轿车在 NEDC 行驶循环燃油耗仅 9.5L/100km 的同时，以 225kW 的功率获得了出色的行驶动力性（0－100km/h 的加速时间仅 5.5s）。除了这些给人留下深刻印象的数据之外，这种发动机高达 7000r/min 的输出功率特性和出色的加速响应特性是有针对性的系统开发的标志，而创新的增压系统与高精度喷射的组合对此做出了决定性的贡献。

BMW 公司的各种轿车都装用了这种双涡轮增压直喷式汽油机，同时这种机型可以根据各种车型的不同要求调整出各式各样不同的特性，而且还将不断地充分利用所介绍的系统部件的潜力，特别是利用高精度喷射提高燃烧过程的充量分层能力，进一步挖掘降低 CO_2 排放的潜力，获得更低的燃油耗。

4.9 大众具备停缸功能的直喷式汽油机

在部分负荷运行工况停止部分气缸工作是一种降低燃油耗非常有前景的途径，特别是运用于 6 缸机型上。大众公司新型 1.4L－TSI 增压直喷式汽油机首次在直列 4 缸发动机上选用了这种技术，在适合于使用这种技术的特性曲线场范围内，停止第 2 和第 3 气缸进排气门的操纵，并同时相应停止喷油，获得了非常显著的节油减排效果。

4.9.1 策略和机型的选择

越来越苛刻的社会、经济和法规边界条件对汽车动力装置的开发产生了强烈的

影响，在市场所提出的这些边界条件下降低燃油耗和 CO_2 排放成为成功的决定性因素。大众公司针对这些要求很早就实施了持续的所谓“蓝色行动”技术战略（BlueMotion－Technology－Strategie，意为有利于蓝天的技术策略），它包括了持续不断地提高未来汽车机动性的所有重要技术模块。与此相应，TSI 汽油机在技术方面的不断开发也是一项最重要的任务。

大众公司 1.4L－TSI 增压直喷式汽油机选择停缸技术（图 4-163）的重要原因是汽油缸内直接喷射有利于获得停缸所需的最好工作方式，因为与进气道喷射不同，它能使换气与混合气形成清晰地分开，因而避免了两者转换过程中的麻烦；另一个因素是这种机型的基本结构具有良好刚性的铝气缸体曲轴箱和轻量化的曲柄连杆机构，为应用停缸技术提供了极其有利的前提条件；第三个原因是这种机型在大众集团内的用途宽广，因此停缸技术能够被广泛地运用，而且能够在生产制造中达到最佳的综合效果。这种具备停缸功能的 1.4L－TSI 增压直喷式汽油机首先应用于 Polo 运动型轿车和 Audi A1 轿车上。

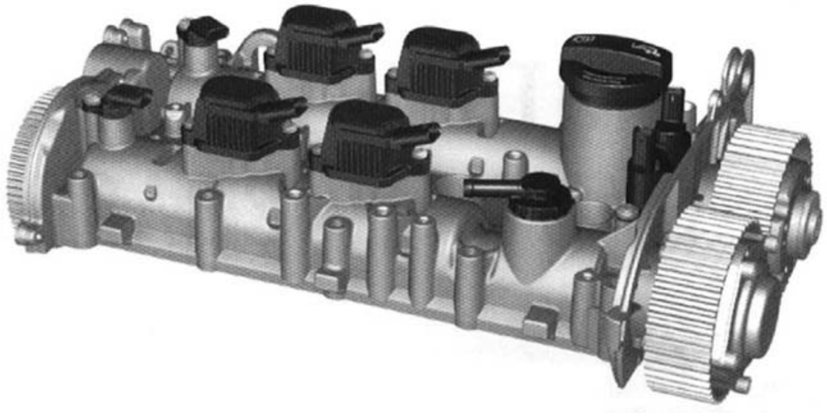


图 4-163　1.4L－TSI 增压直喷式汽油机集成停缸机构的气缸盖罩盖模块

4.9.2　燃油耗优化及其挑战

对停缸机型的设计方案提出了如下十分苛刻的要求：

- 燃油耗达到 2 缸机的水平，而又要具备 4 缸机的运转平稳性和性能。
- 新欧洲行驶循环（NEDC）燃油耗要降低 0.4L/100km。
- 城市交通的行驶燃油耗要降低 1L/100km，相当于降低大约 20%。
- 技术转换的成本在经济上能够被认可。

从 1.4L－TSI 汽油机应用停缸功能开始，大众公司就进入了一个新的技术领域。由于停缸技术对控制振动激励方面提出了很高的要求，因此在这之前这种新技术欧洲还从未在大量生产的 4 缸机型上使用过。原则上，质量平衡是没有问题的，

即使停缸后点火间距从 180°曲轴转角加倍到 360°曲轴转角，但是其质量平衡效果依然能保持在典型的 4 缸机水平上。这种新机型的开发目标是发动机在每个运行工况点的振动水平要与品质一流的量产 TSI 机型相当，为此必须进行非常精细的调整。

4.9.3　结构转换和工作原理

好多年以来，奥迪气门升程系统（AVS）作为气门机构可调技术已应用于各种不同 4 缸和 6 缸发动机上，至今这种技术被用来按需要分两级改变进气门或排气门的升程。

为了在 1.4L－TSI 汽油机上实现停缸功能，应用了奥迪气门升程系统（AVS）技术的工作原理，但必须运用一个双执行器对其进行进一步的开发，以便能够在新型的 1.4L 汽油机的结构空间中集成其可调节的控制功能。除了制造成本要低之外，高的机械可靠性和耐久性以及较轻的重量也是十分重要的。通过不断地减轻重量，并运用先进的模拟技术，能将过大的重量减轻到约 2kg。

用于停止第 2 和第 3 气缸工作的凸轮组件被设计成长度为 68.65mm 的可移动的内花键轴套（图 4-164），并活套在由 C35R 级调质钢制成的外花键心轴上，能够轴向移动 6.25mm。这种具有 24 个齿的渐开线花键被设计成由齿侧面承载。凸轮组件上的内花键由拉削工艺成形，而花键轴则由机加工成形。第 1 和第 4 气缸的固定凸轮组件同样也是用花键啮合的，组装时在花键轴上推入到位后用一个圆柱销予以轴向定位。每个凸轮组件上有两组凸轮，各驱动两个进气门。每组凸轮中的两个凸轮片紧挨着并列排列，其中一个凸轮片具有常规的凸轮廓线，它如标准发动机上的那样可获得相同的气门升程曲线，而另一个凸轮片是具有 360°基圆的零升程凸轮，它们的材料均采用 100Cr6 类滚动轴承钢。转换滑环连接在凸轮组件的端部，它由 42CrMo4 合金钢制成。在转换滑环的外表面上铣削出 Y 形螺旋槽，集成在气缸盖罩上的双销执行器的两个销从上嵌入螺旋槽中。这种结构形式是在奥迪气门升程系统（AVS）基础上的一个重要发展，而后者则是将分开的单销执行器分别作用于位于凸轮组件前后端的 S 形槽中，因此新的结构形式能够缩短凸轮组件的结构长度，这对应用于较小型的 1.4L 汽油机上是十分必要的。缩小的空间状况导致了紧凑的 Y 形销槽结构形式以及两个转换销之间距离的缩短，这是大众公司停缸装置的另一个新的结构设计特点。对执行器的另一个要求是线圈组件的模块化结构形式。每个圆柱形转换销的直径为 4mm，同样也是由滚动轴承钢制成，其轴向行程为 4.2mm。转换滑环外表面上的 Y 形螺旋槽轮廓确保了转换销始终单侧接触，这样就消除了销在槽中的来回摆动。执行器被设计成双稳定系统，无论是在转换滑环的推入终端还是推出终端它都是很可靠的，并且能牢固地定位，这通过衔铁组件的电磁止点就能够可靠地停止在两个终端位置上。

机械转换过程发生在凸轮轴旋转半圈内。为了停止第 2 和第 3 气缸工作，控制

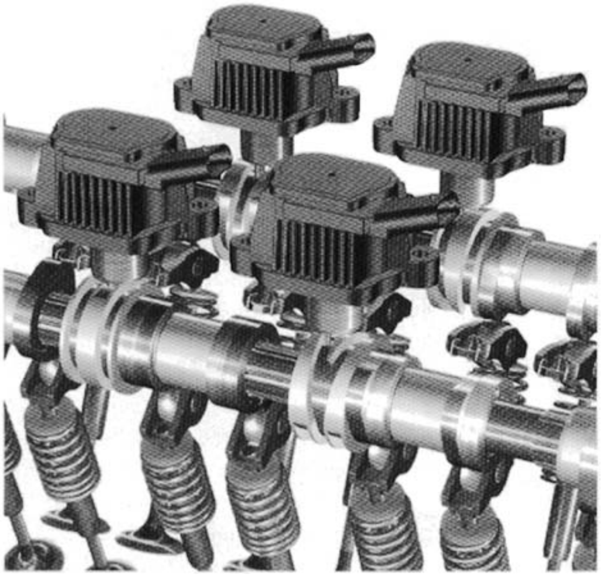


图 4-164　停止第 2 和第 3 缸工作的控制装置

实施停缸功能的转换销在槽中沿着斜面移动将凸轮组件上的零升程凸轮推入，而销将零升程凸轮推出则是由线圈的惯性转换实现的。控制的时间非常短，它取决于发动机转速，处于 72ms（1400r/min 时）与 28ms（4000r/min 时）之间，这对于衔铁组件脱离终端位置已经足够了，此时转换销处于前端位置。当凸轮组件轴向移动结束时，转换销又压回到推入端，这是通过位于螺旋槽末端的止推斜面发生的，同时在执行器内产生了一个止推力，它被发动机电控单元采集用来进行评估，并被用于停缸系统的诊断，这样的设计方案能够取消附加的用来证实转换过程成功的传感器。一旦第 2 和第 3 气缸的凸轮组件抵达其停缸的终端位置，它就被弹簧力控制的钢球锁定。系统处于该状态时，零升程凸轮廓线在滚轮摇臂上转动而不使其动作，气门弹簧使进排气门保持关闭状态，此时气门机构的驱动力矩大约降低一半。

为了结束停缸状态恢复所有气缸正常工作，控制转换销退出切断气缸的位置，使凸轮组件向其原始位置返回移动。一旦这种轴向移动结束，转换销就被螺旋槽末端的止推斜坡又回复到执行器的原始位置，此时滚轮摇臂又重新按照正常凸轮的完整廓线动作。

为了运用停缸功能，滚轮摇臂也进行了重新开发，其凸轮滚轮直径改为 21.0mm，而宽度仅 5.1mm，它们被支承在 14 针的滚针轴承上，其中淬透的销轴直径为 6.39mm。凸轮轴前端轴承使用了两个滚动轴承，成功地降低了摩擦，因为特别是凸轮轴前端轴承经受着发动机正时传动机构较高的负荷。

对开发者提出的特别挑战在于实现可模块化装配的技术。通常，具备停缸功能

的发动机气缸盖罩被设计得可与标准发动机气缸盖罩互换，主要差别仅局限于容纳执行器和内置式凸轮轴轴承框架，该框架与气缸盖罩一样也是由 AlSi9Cu3 铝合金压铸而成的，而且为了在车辆发生碰撞时保护行人，执行器还注意到了保持发动机与发动机舱罩盖之间所必需的间距。

4.9.4　智能化充量调节

为了开发停缸装置，决定采用新型的智能化充量调节机构。在整个转换过程（从 4 气缸运行模式转换到部分停缸运行模式，再返回）中，发动机不应发生转矩的波动。为了达到这个目标，进气管中的压力应调整到停缸运行所必需的水平。在进气管充气期间，点火角应适应充气状况朝晚的方向移动，以便保持转矩不发生变化。

在达到额定充量状况时，首先关闭第 2 和第 3 气缸的排气门，然后再关闭它们的进气门，而在最后一次换气后就再不喷油了，因此新鲜空气被封闭在燃烧室中，这就导致在下一次压缩行程燃烧室中较低的压缩压力，从而可舒适地实现转换。

在第 2 和第 3 气缸停止工作后，两个正常运行的第 1 和第 4 气缸中的效率得以提高，因为它们的运行工况点移向了较高的负荷（图 4-165），节流大大降低导致换气损失减少、燃烧改善、壁面热损失降低，而发动机的摩擦与转速的关系在很大程度上保持不变，从而提高了输出的有效功率。

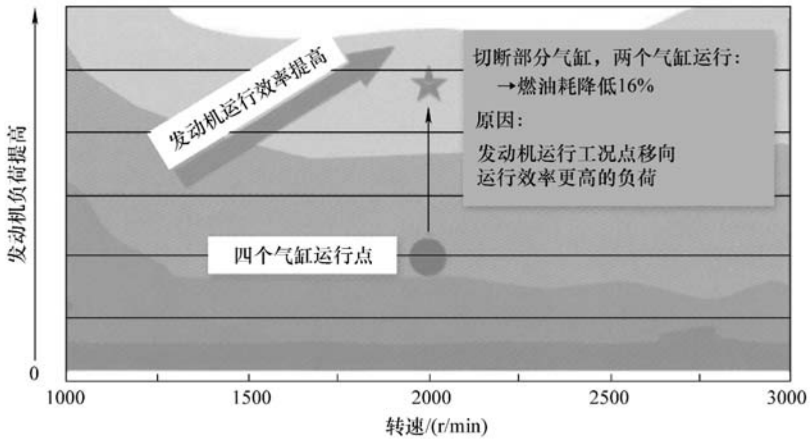


图 4-165　在发动机特性曲线场中部分停缸的效果

第 2 和第 3 气缸恢复正常运行是按停缸时相同的次序进行的，首先排气门然后进气门恢复正常工作，从而使原先被封闭在气缸中的新鲜空气进入排气管路，由此稀释的废气将通过第 1 和第 4 气缸中的燃油喷射予以补偿，因此基于传感器的过量空气系数 λ 调节功能仍能继续正常工作。

4.9.5　发动机控制和行驶性能的调整

一般，在用户通常行驶状态中频繁使用的发动机特性曲线场范围内行使停缸功能。选择 1250r/min 作为停缸的转速下限，低于该转速停缸运行时将会出现太大的运转不均匀性，同时规定 4000r/min 作为停缸的转速上限，以保持适当的执行器转换力。在第 3 档位时停缸范围始于约 30km/h 车速，而第 5 和第 6 档位时停缸范围终结于约 130km/h 车速。

部分停缸运行时所能输出的转矩被设计成根据转速的不同处于上限 75～100N·m，因为在转矩较高的情况下，由于部分停缸运行时的爆燃极限和点火角的移动，就不再能达到最佳的燃油耗，因此在这种情况下就又恢复所有 4 个气缸运行。在停车状态下，发动机通过自动起动－停车系统完全停止运转。

为了充分利用节油潜力，不仅在部分负荷时而且在倒拖运行阶段也实施部分停缸，此时由于制动力矩减小，倒拖运行阶段会明显延长，在这种情况下将中断喷油。一旦驾驶人操纵制动踏板，部分停缸就立即中断，从而所有 4 个气缸在倒拖时都发挥制动效果。同样，在下坡滑行时也取消部分停缸功能，因为通常在这种情况下都期望能获得整机所有气缸的制动效果。

在多功能信息显示屏上会给驾驶人显示实时的发动机运行模式，当显示屏上出现瞬时燃油耗值时，就能看到显示两个气缸运行。如果没有显示这些信息，部分停缸运行是几乎察觉不出来的，因为 1.4L－TSI 汽油机的运转噪声即使在这个时候也保持在一个非常好的水平上。

对这种新型的具备部分停缸功能的汽油机良好的振动性能起决定性作用的是其基础结构和刚性良好的动力传动系统、轻量化的曲柄连杆机构以及发动机相对于车辆行驶方向的横向安装位置等。可以利用 TDI 柴油机上使用的发动机支架作为支承，而双质量飞轮是根据扭簧特性曲线专门设计的，其非常软的第一级用于部分停缸运行，而其刚性较好的第二级则用于 4 气缸运转模式的高负荷运行。

为了减小全部气缸运行与部分停缸运行之间排气脉冲的很大差异，废气管路中的前置和后置消声器的谐振器和容积相差很大，并且对废气管路的长度进行了专门的调整以作补充。

4.9.6　部分停缸运行的节油效果

具备部分停缸功能的 1.4L－TSI 汽油机以其优异的性能指标证实，在 TSI 技术策略范围内完全能够将节油目标与高功率和高牵引力结合起来（图 4-166）。停缸技术是达到大众公司平均 CO_2 排放目标的一项重要的措施，该机型满足了设计任务书中提出的所有目标要求。在新欧洲行驶循环（NEDC）中，其燃油耗降低了 0.4L/100km，相当于 CO_2 排放降低了 8g/km。如果将使发动机处于怠速运转状态的起动－停车功能一并计算在内的话，节油效果可加大到约 0.6L/100km。

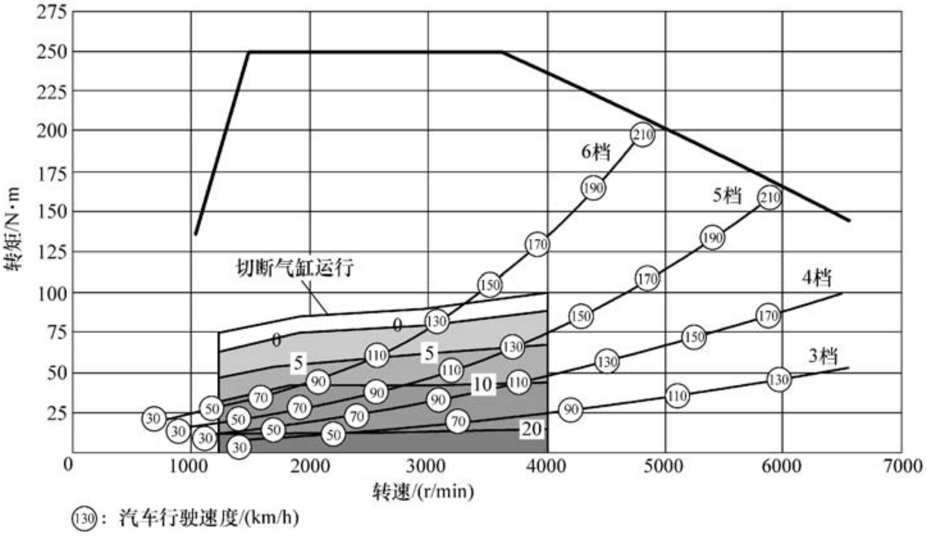


图 4-166　在发动机特性曲线场中部分停缸的运行范围

在相当的行驶状况下，部分停缸行驶还能获得比标准燃油耗试验明显高的节油效果，特别是在城市交通和市郊行驶中，在适当的行驶速度下能够节油 10% ~ 20%（图 4-167）。在超过 120km/h 的较高行驶速度下，两个气缸运行时的负荷水平提高，反而 4 个气缸运行倒能获得最佳的燃油耗值。

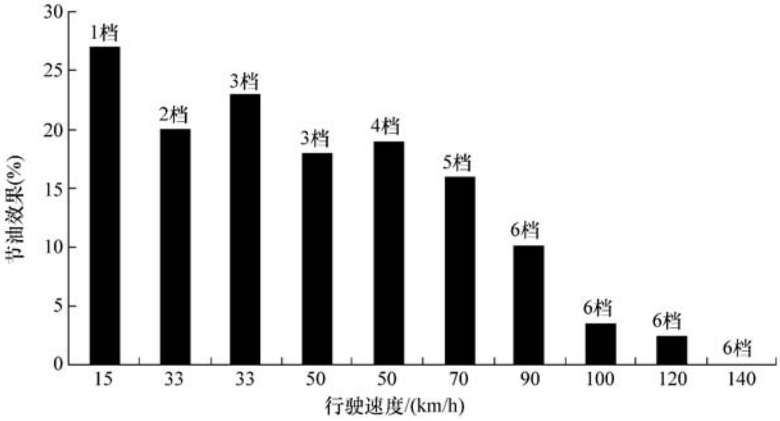


图 4-167　部分停缸运行的节油效果

4.10　马勒三缸 1.2L 小型化直喷式汽油机

4.10.1　开发背景

降低燃油耗和 CO_2 排放是对开发未来发动机和汽车最重大的挑战。汽油机可采

用一系列各种不同的技术明显地降低燃油耗，而采用缸内汽油直接喷射与废气涡轮增压实现发动机小型化能很快地就收到效果，是其中最有前景的技术途径。

21 世纪初欧洲正在讨论中的新欧洲行驶循环（NEDC）CO_2排放量要限制在130g/km 以下，这对于搭载排量大于 1.4L 汽油机的汽车来讲是难以达到的（图 4-168）。然而，如果自然吸气发动机排量缩小到 1.4L 的话，其所可能达到的转矩和功率将被限制在大约 160N · m 和 80kW，那么随着汽车尺寸和重量的增加，汽车的动力性能将变差。

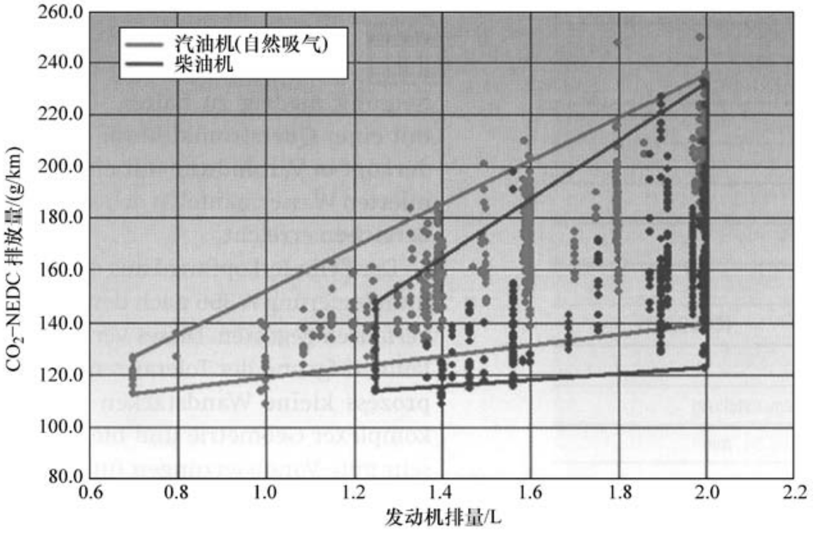


图 4-168　不同排量汽油机和柴油机的 CO_2 排放量

为了缓和 CO_2 排放量与燃油耗和汽车动力性之间的目标冲突，就汽油机而言，由较小的排量与增压相组合来实现发动机小型化是众所周知被认可的解决方案。以往已经实施了这样的方案，在功率相同的情况下，自然吸气发动机的排量大约可减小 25%，同时燃油耗最多能够降低 15%。现在，基于汽油直接喷射技术的发展，在行驶功率相同的情况下，发动机小型化可以超过 35%，同时能够改善燃油耗 20% 以上。此外，低转速范围内的转矩特性和瞬态响应性能是创新的小型化方案及其能否被用户认可的关键因素。

为了展示创新发动机小型化方案的可能性及其核心技术，2007 年马勒公司开发出了一台独具特色的小型化增压直喷式汽油机。该机排量 1.2L，其全负荷性能指标使小型化效果达到 50%，同时能将新欧洲行驶循环（NEDC）燃油耗和 CO_2 排放量降低 30%。

4.10.2　开发目标

废气涡轮增压、缸内汽油直接喷射和可变气门正时作为核心技术始终是开发小

型化发动机的关键。获得良好效率的基本前提条件是热力学优化以及减少摩擦和减轻发动机重量。对于应用在发动机上的系统和零部件，重要的是其成本和实现批量生产的解决方案。所要开发的机型被设计成排量为 1.2L 的 3 缸直喷式汽油机，并具有单级和两级废气涡轮增压。表 4-17 中为该机全负荷特性和燃油耗的目标值，可用于净重大约为 1600kg 的汽车上，其行驶动力性能相当于搭载了 2.4L 排量的自然吸气发动机，因而发动机的小型化率可达到 50%，而新欧洲行驶循环（NEDC）的燃油耗和 CO_2 排放量大约可降低 30%。该机在整个发动机特性曲线场内以 $\lambda=1$ 混合气运转，并且整车排放当时就能满足欧 5 法规限值要求。

表 4-17　1.2L 小型化增压直喷式汽油机的性能指标

性能指标	单位	目 标 值	实际达到值
单级增压			
最大功率（$n=6000$r/min）	kW	108	—
升功率	kW/L	90	—
最大转矩（$n=2500\sim3000$r/min）	N·m	240	—
平均有效压力	bar	25	—
两级增压			
最大功率（$n=6000$r/min）	kW	144	144
升功率	kW/L	120	120
最大转矩（$n=2500\sim3000$r/min）	N·m	286	287
平均有效压力	bar	30	30
低速转矩（$n=1000$r/min）	N·m	153	153
平均有效压力	bar	16	16
部分负荷燃油耗			
$n=2000$r/min/$p_e=4$bar 时		<300	285
最佳点		<235	234

4.10.3　基础发动机

图 4-169 示出了马勒 1.2L 小型化增压直喷式汽油机的外形图。表 4-18 列出了该机最重要的结构参数。

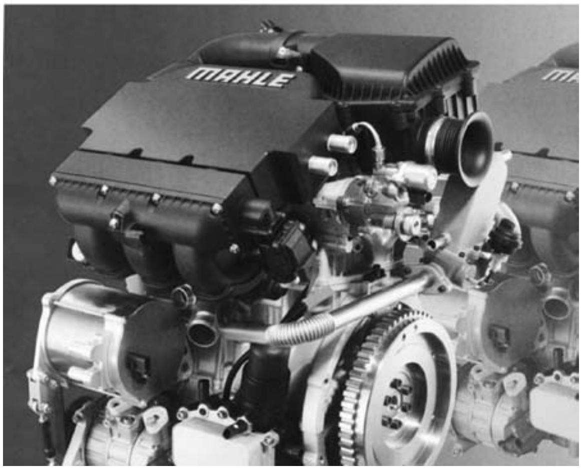


图 4-169　马勒 1.2L 小型化增压直喷式汽油机前右视图（上）和后左视图（下）

表 4-18　1.2L 小型化增压直喷式汽油机的结构参数

气缸体和曲轴		
气缸体（材料）	COSCAST 铸造	A356 铝合金
缸径	mm	83.0
行程	mm	73.9
行程/缸径	—	0.89

（续）

气缸体和曲轴		
单缸排量	L	0.400
气缸数和排列形式	—	直列 3 缸
总排量	L	1.200
缸心距	mm	91
连杆中心距	mm	123
气缸体高度	mm	189.5
压缩比	—	9.75
点火次序	—	1－3－2
曲轴：主轴颈直径	mm	48
曲轴：连杆轴颈直径	mm	48
气缸盖和配气机构		
气缸盖材料	COSCAST 铸造	A356 铝合金
每缸气门数	—	4
燃烧方式	—	中央布置压电喷油器，汽油直接喷射（油束引导）
配气机构形式	—	双顶置凸轮轴，滚子摇臂，进排气相位调节
进/排气门阀盘直径	mm	31.4/25.5
进/排气门阀杆直径	mm	6/6
进/排气门最大升程	mm	11/11
进/排气门锥角	°	21.5/20.0
外形尺寸和重量		
长×宽×高	mm	438×675×706
整备重量	kg	145

（1）气缸盖和气缸盖垫

对于该发动机的热力工作过程设计而言，气缸盖是一个关键部件，其上布置有燃烧室、喷油嘴、火花塞以及进排气道。气缸盖结构设计的主要目标是要具有性能优良的燃烧室形状和最佳的冷却效果。

图 4-170 示出了该发动机的燃烧室，缸径 83mm，每缸有 4 个气门，设计得十分紧凑，以使燃烧室获得紧凑的几何尺寸和较小的表面积。选择了喷油嘴位于燃烧室中央的油束引导燃烧过程，并在整个负荷范围内均采用均质混合气运行。火花塞（M10）稍微偏移气缸中央位置，这样的结构布置形式就能采用对高增压发动机来说相对较高的压缩比 $\varepsilon=9.75$。

选择这样的燃烧室形状对气缸盖的冷却提出了较高的要求，以便将燃烧室中和燃烧室附近的热负荷保持在较低的水平，从而保护喷油嘴，并将爆燃倾向降低到最

低程度。这是通过气缸盖采用横流式冷却，并将冷却水套结构设计最佳化来达到的。

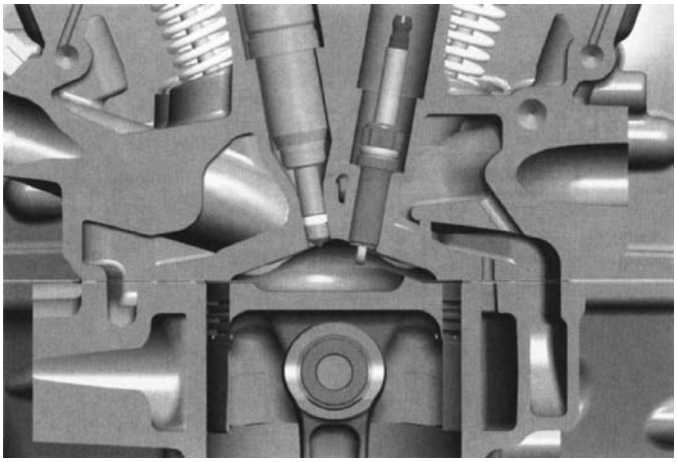


图 4-170　燃烧室

气缸盖（图 4-171）是由 A356 铝合金采用马勒公司 COSCAST 专利工艺方法铸造而成的。这种专利铸造方法能够使几何形状较为复杂的构件依据铸造工艺公差获得较小的壁厚，从而以较轻的重量为有效的冷却提供非常有利的前提条件。气缸盖被设计成上下两部分，其中上部是一个用作凸轮轴轴承盖的梯子形框架（图中未表示出来，参见图 4-172），用螺栓紧固在气缸盖上，具有良好的整体结构刚度。

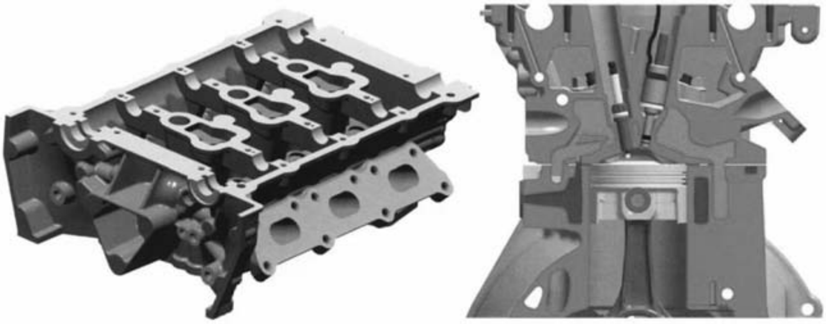


图 4-171　气缸盖

冷却水套、进气道和气门尺寸都是借助于计算流体力学（CFD）和 GT - Power 模拟计算进行设计的。进气道进行机加工，并选用了整体式涡流调节阀，进气道已被优化到使充量运动达到很高的水平。

气缸垫采用具有整体式温度传感器的多层钢片密封垫，其中的温度传感器能使得冷却液流量分配对温度的波动做出快速的反应。

（2）气缸体曲轴箱

对于气缸体和曲轴箱结构设计而言，有两个目标特别重要：一是在具有高强度

和气缸变形小（减小摩擦的前提条件）的同时零件重量要轻；二是要达到最佳的热平衡和最佳的冷却效果。

与气缸盖一样，铝气缸体曲轴箱（材料 A356）也是采用 COSCAST 专利工艺方法铸造而成的。为了获得高的强度，铝气缸体曲轴箱（图 4-172）被设计成封闭式顶面结构，并分成上体（气缸体）和下体（床板式主轴承盖框架）两部分。为了获得良好的热传导，选择了准一体化气缸工作表面（镍硅涂层）。为了减少气缸变形和减轻零件重量，决定采用拉杆螺栓来紧固连接气缸盖和气缸体曲轴箱上下两体。比较特殊的设计是，通过气缸体中单独的机油通道，直接用未经滤清的机油对活塞进行喷油冷却。在设计曲轴箱下体（床板式主轴承盖框架）时放弃了主轴承盖钢镶件结构。

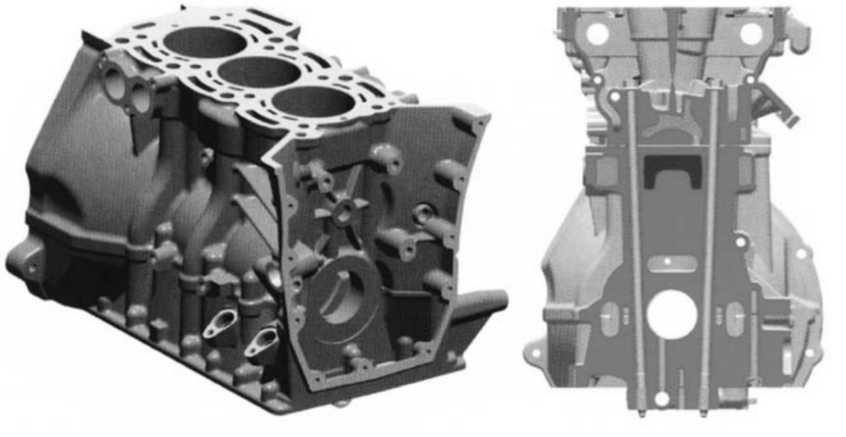


图 4-172　气缸体曲轴箱及其与气缸盖的紧固连接

（3）曲柄连杆机构

在该机的设计中将预期的 14MPa 爆发压力、低磨损和低摩擦损失放在很重要的地位。图4-173 示出了曲柄连杆机构和配气传动机构。曲柄连杆机构的特点是：

图 4-173　曲柄连杆机构和配气传动机构

- 重量优化的锻造活塞。
- 活塞环组，包括两个压缩环（物理气相沉积（PVD）涂层矩形球面环和鼻形斜面环）和一个刮油环。
- DLC（类金刚石石墨）涂层活塞销。
- 模锻钢连杆。

- 钢曲轴。

连杆轴承因同样需要具有高的承载能力采用热喷涂。曲轴轴承采用厚壁轴瓦（4mm），以便尽量减少温度对轴承间隙的影响。在该机开发过程中，对活塞和活塞环的组合进行了广泛的试验，以期获得更多的减少摩擦的潜力。

气门机构是双顶置凸轮轴结构形式，采用独立的进排气相位调节器和液压挺柱，重量轻，磨损小，摩擦损失低。为了减轻重量采用了装配式凸轮轴（钢凸轮），采用一条 8mm 宽的低噪声链传动，并通过滚子摇臂驱动气门。进排气门采用了专门设计的轻型结构，只需要较小的弹簧力，降低了气门机构摩擦，而且由于气门落座冲击较小，减小了气门与气门座圈之间的磨损。此外，轻型结构排气门内部具有较大的空腔，充满了钠，比传统气门具有明显高的散热能力，能够承受更高的热负荷，因此用于增压直喷式稀薄混合气发动机乃至全负荷运转具有明显的优越性。

气缸盖和气门机构的设计已考虑到在将来必要时应用可变气门升程机构，在气缸盖和气门机构的设计上已留有余地。

直列式 3 缸发动机存在不平衡的旋转惯性力矩以及 1 阶和 2 阶往复惯性力矩，因此其运转平稳性没有直列式 4 缸发动机好。为了在重量、结构空间和摩擦等方面以尽可能少的附加消耗来改善这种发动机的质量不平衡状况，已经选用了一种由两块小质量块组成的平衡机构，它们通过塑料齿轮由曲轴来传动。

（4）冷却和机油供应

冷却系统的主要设计目标是尽可能精确地控制冷却，以优化燃烧和降低摩擦与磨损，因此该发动机的冷却系统将流往气缸盖和气缸体的冷却液流动分开，并采用电动冷却液泵通过电子控制阀和集成在气缸盖垫片中的温度传感器来分配冷却液流量。

在设计机油供应和发动机润滑系统时，最重要的是要摩擦损失少、重量轻，并且占用的空间小。活塞通过一条单独的油道用未经滤清的机油来冷却，这样在润滑系统中就不会出现机油压力损失。操纵凸轮轴相位调节器的机油供应与润滑凸轮轴轴承的机油是分开的。为了减轻重量，采用了全塑料机油滤清器总成、整体式的铝制机油冷却器和用 COSCAST 工艺铸造的机油泵体（图 4-174）。

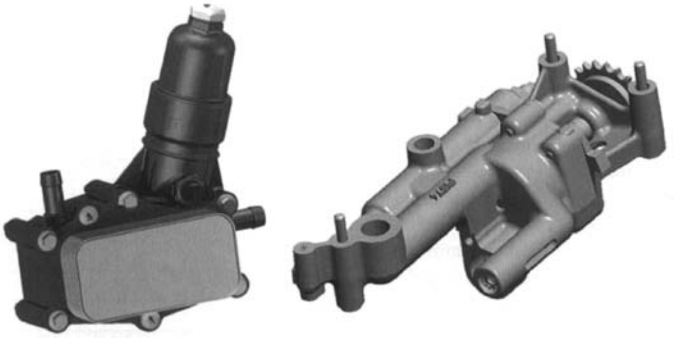


图 4-174　机油泵、机油冷却器和全塑料机油滤清器总成

4.10.4　喷油和燃烧的开发

在所有的试验中均使用商业上通用的汽油（研究法 ROZ 98）。压缩比曾采用 $\varepsilon = 9.25$ 和 9.75 两种方案进行优化试验，并根据初步的试验结果采用 $\varepsilon = 9.75$ 继续进行开发。缸内汽油直接喷射采用压电喷油器喷束引导的燃烧系统，同时优化喷油正时、喷油压力（部分负荷时为 10～20MPa 范围内）以及喷油脉宽（单次喷射和具有不同喷油脉宽比例的双次喷射）等运行参数。几乎无须采取附加措施就能实现在整个发动机特性曲线场范围内采用 $\lambda = 1$ 均质混合气运行的目标，而涡轮进口前的废气温度可达到 1020℃。

4.10.5　增压系统的开发

对于表 4-17 所列出的全负荷特性目标值，特别是较高的最大转矩和功率值以及 1000r/min 低转速时的转矩目标值相结合，废气涡轮增压系统的设计具有特别重要的意义。为发动机选择了单级和两级废气涡轮增压两种不同的增压方案。开发的重点是两级增压系统，还将设计一种单级增压系统作为这种小型化机型成本更低的替代方案。单级增压系统采用一只可变截面废气涡轮增压器。为了将废气温度降低到零件所能承受的 850℃，在接近全负荷范围内单级增压系统所采用的水冷铝排气歧管和冷却 EGR 发挥了作用。这两种增压系统都是借助于 GT－Power 软件进行完整的换气模拟计算来设计的。有关单级增压系统方面的内容在此就不再详细介绍。

两级增压方案（图 4-175）由串联布置的废气涡轮增压器、涡轮侧废气放气阀和高压级压气机旁通阀以及整体式增压空气中冷器和废气再循环（EGR）装置组

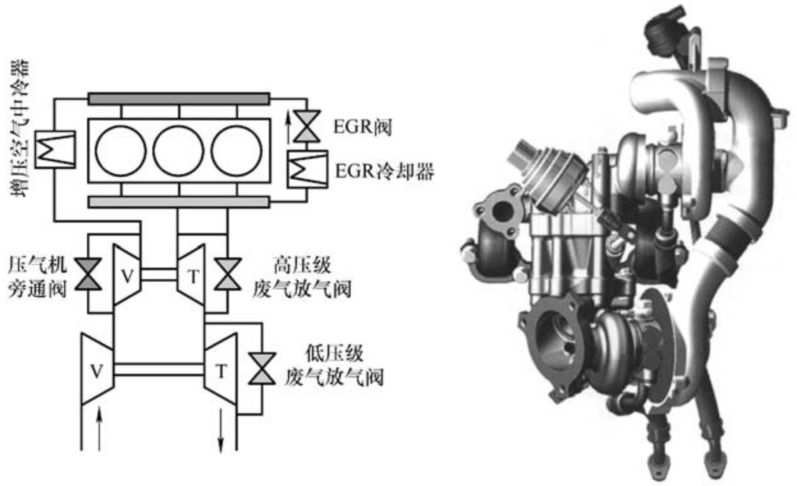


图 4-175　两级涡轮增压系统

成。高压级的涡轮壳与铸钢排气歧管做成一体，并且所有的零件都是按照最高废气温度1050℃设计的。

采用小废气涡轮增压器的高压级在发动机低转速工况时运行，而此时采用大废气涡轮增压器的低压级在额定增压压力中并不占有份额。为了获得最大的增压空气量，就同时关闭两只涡轮的废气放气阀。随着发动机转速的提高，在全负荷和2500r/min时高压级的小增压器达到其最高转速，此时其涡轮的废气放气阀和其压气机的旁通阀都打开，增压压力的供应全部由低压级的大增压器来承担。最高增压压力可达到0.28MPa（绝对压力）。

为了确定两组涡轮/压气机结构形式的适当匹配，首先顺序进行单级增压器试验。这些单级增压器的压气机的最大体积流量分别为：

TC01 = 0.06m^3/s；TC02 = 0.09m^3/s；TC03 = 0.14m^3/s；TC04 = 0.16m^3/s。最终，选择TC01/TC04两种结构形式作为两级增压系统的组合。

图4-176（见彩插）示出了这种结构形式的压气机特性曲线场及其在发动机 n = 1500r/min 和 2500r/min 转速以及平均有效压力 p_{me} ≈ 2 ~ 3MPa 运行工况时低压级大增压器（蓝线）和高压级小增压器（黄线）的运行线，而红线则表示两级增压器装置的理论总效率。

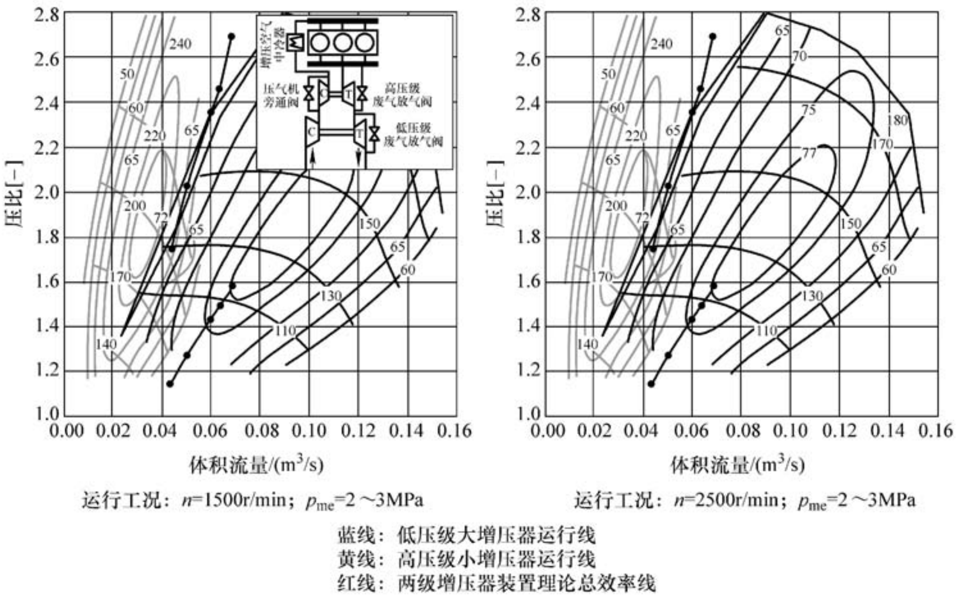


图4-176　压气机特性曲线场及其运行特性线

左图说明了在发动机1500r/min转速时两级增压系统的优越性。在该发动机转速下的增压压力需求（按发动机平均有效压力 p_{me} = 2.6MPa 时压比大约为2.4考虑），理论上只要单独用高压级的小增压器就能满足要求，当然此时涡轮增压器的

转速将接近其最高转速，而采用两级增压器就能够以明显较低的增压器转速运行，此时的废气背压也较低。

在发动机 2500r/min 转速（图 4-176 右图）下，平均有效压力 $p_{me}\approx3.0$MPa 时的增压压力需求相当于由两级增压器提供的总压比为 2.7，高压级压气机的运行已非常接近喘振极限。这也是试验程序有些简化而使得高压级涡轮没有足够大的旁通道所引起的结果，因此旁通阀的优化设计是开发两级增压系统的一个关键功能。当现有的废气能量分配移向低压级时，高压级被低压级压气机的增压空气冲动，因而其体积流量减少，并且压气机特性曲线场中的运行线向“左”移动。

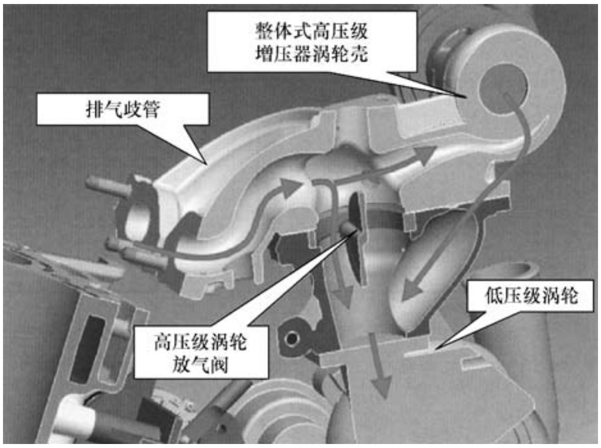


图 4-177　带有高压级涡轮壳和废气放气阀的排气歧管模块

图 4-177 示出了 1.2L 小型化发动机的排气歧管，它带有整体式的高压级涡轮壳和按全负荷最大废气流量设计的高压级废气放气阀。为了优化整个系统及其耐久性，设计时还通过热力－机械计算查明了所产生的应力。

图 4-178 左图示出了在预先确定的平均有效压力下，进气总管（空气分配管）和排气歧管中的压力以及单级和两级增压系统充气效率的比较。右图示出了在所比较的运行范围内，单级和两级增压系统最佳的点火正时（ZZP）和已燃烧质量百分

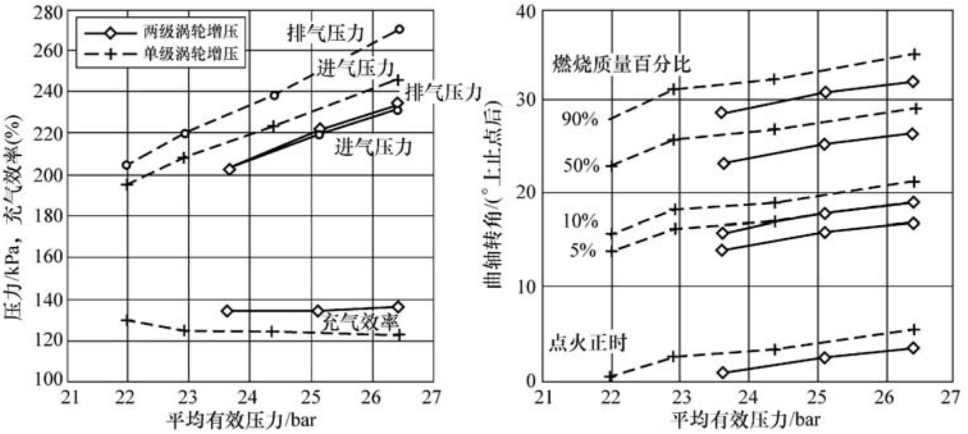


图 4-178　1500r/min 时单级和双级增压系统进排气管中压力、充气系数和燃烧过程的比较

比的曲轴转角位置。最重要的是，两级增压系统由于排气背压较低，因而获得了较高的充气效率和较有利的已燃烧质量曲轴转角位置。

必须特别重视高增压发动机及其全负荷工况特别是低转速运行工况时的燃烧过程开发，同时在爆燃极限时自行着火的倾向可能是较难解决的。在高增压压力下，在排气道中会产生大的压力脉动，这是由排气门打开时高的气缸压力所造成的，而这会引起极其高的内部废气再循环，从而可能导致混合气自行着火，这与爆燃极限一起共同影响了所能达到的平均有效压力，而涡轮增压器的选择对此具有决定性的意义，它通过排气背压影响这种相互的因果关系。另外，例如可通过采用排气门较晚打开的气门正时来达到更进一步燃烧的效果。

认可发动机小型化设计方案的一个很重要的方面是其瞬态性能。最初简单的判断是，在 1250r/min 恒定转速下，从平均有效压力 p_{me} = 0.2MPa 开始测试进气总管（空气分配管）中的压力提升情况，同时观测采用两级废气涡轮增压器的 1.2L 小型化发动机是否具有与单级废气涡轮增压器和机械增压器组合的对比发动机相似的增压压力建立过程（图 4-179）。在采用与一种单级废气涡轮增压器与电动压气机组合系统对比的随机抽查试验（当然是在较低的总增压压力下）中已经确认，1.2L 小型化发动机具有较快的增压压力提升。

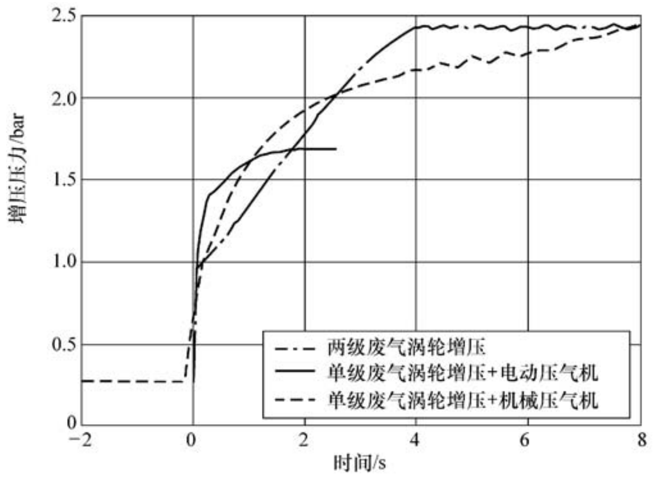


图 4-179 负荷突变时不同增压系统增压压力的提升
（在 1250r/min 转速下从平均有效压力 0.2MPa 开始）

4.10.6 进气系统和废气再循环系统的开发

进气系统的设计目标是重量轻、结构紧凑、流动损失小，并具有良好的响应特性。为此，将空气滤清、空气量计量、节气门和空气分配一并集成为一个系统，并

且两种增压方案都包含有增压空气中冷器（图 4-180）。为了获得良好的加速响应特性和低的流动损失采用单个节气门，并在空气滤清器后面设置了一个赫姆霍兹谐振消声器，而在增压器压气机进口前安装了一个缝隙式消声器，以优化噪声特性。

图 4-180　两种增压方案的进气系统及其增压空气中冷器

采用如图 4-181 所示的 EGR 系统，其应用不仅限制在部分负荷，而且还扩展

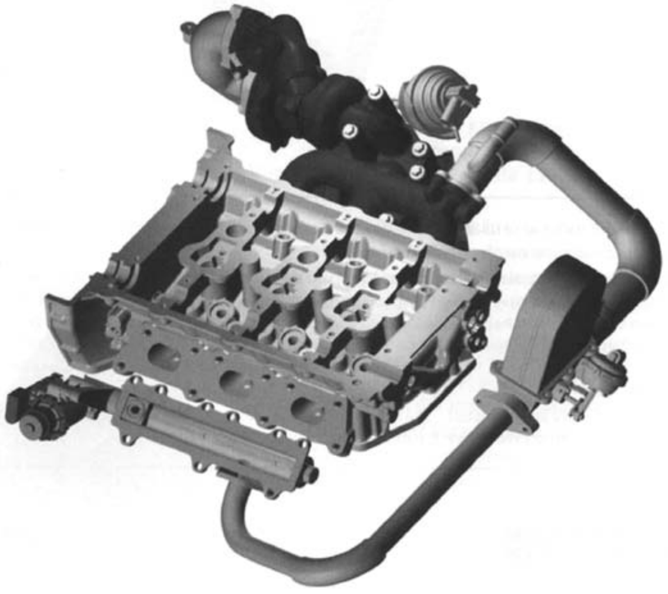
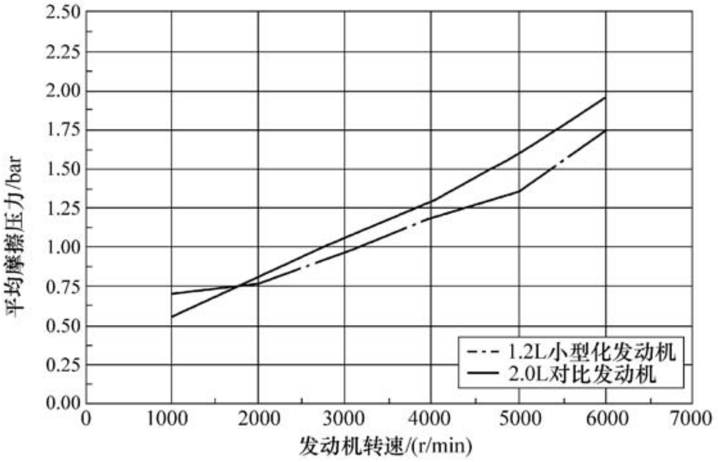


图 4-181　废气再循环系统及其废气冷却器

到高负荷和高转速特性曲线场范围，以便在这些工况范围内也能够以 $\lambda=1$ 混合气运转。再循环废气从涡轮增压器前的排气歧管引出，先流经冷却器冷却，然后再导入进气总管，但是在低速低负荷工况时再循环废气经旁通阀绕过冷却器，不经冷却直接进入进气总管。再循环废气是在单个节气门后由一个圆筒滑阀在靠近气缸盖处导入的，而且是各缸分开的，以便避免气缸之间相互干扰。EGR 控制阀同样也集成在进气总管上。EGR 系统设计得使 EGR 率在高转速高负荷工况范围内最高能达到 15%。为了在带增压的方案情况下加大 EGR 率，已经预先考虑装备了一种新型的快速开关空气脉冲阀，以避免废气回流。

4.10.7 降低摩擦损失

发动机按高增压小型化方案并力求尽可能低的摩擦损失进行设计。图 4-182 上



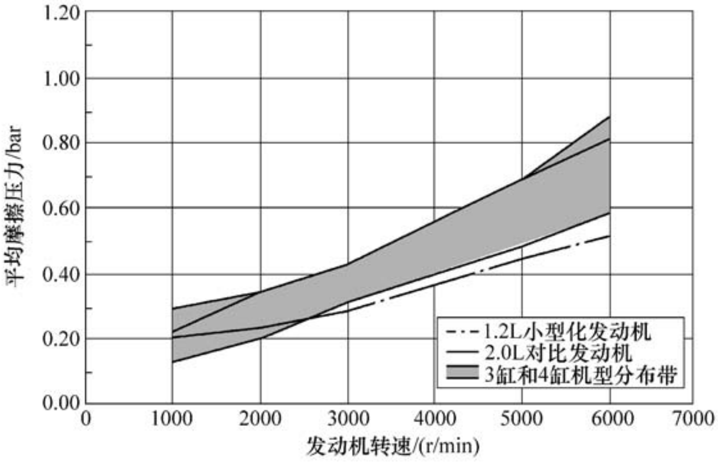


图 4-182　1.2L 小型化汽油机整机（上图）和曲柄连杆机构（下图）的平均摩擦压力

图示出了 1.2L 小型化汽油机平均摩擦压力（不计换气损失）与一种具有相似功率的增压发动机（V_H =2.0L）的比较，1.2L 小型化汽油机在 1000～2000r/min 转速范围内的平均摩擦压力略高，但当转速 n >2000r/min 后平均摩擦压力明显较低。

影响发动机低转速范围内性能最重要的是严重的气门弹跳，而中高转速时的良好结果首先应归功于活塞、活塞环以及连杆和曲轴轴承等曲柄连杆机构零件非常低的摩擦损失，图 4-182 下图示出了其曲柄连杆机构平均摩擦压力与具有相似功率的 4 缸 2.0L 增压发动机以及其他 3 缸和 4 缸发动机平均摩擦压力分布带的比较。与具有相似功率的 4 缸 2.0L 发动机相比，其曲柄连杆机构的摩擦损失最多降低了大约 40%。1.2L 小型化发动机摩擦损失低的原因在于 3 缸机的设计方案、曲轴轴承和行程设计得较短以及气缸良好的圆度或较小的气缸变形，因而可采用较小的活塞环预张力。作为进一步降低摩擦的措施，在该发动机上曾试验过可调式滑片机油泵，因而这种发动机在特性曲线场范围内燃油耗的改善最多可达到 2%。

4.10.8　动力性能和燃油耗

1.2L 小型化发动机开发实际所达到的全负荷特性（图 4-183）和燃油耗特性

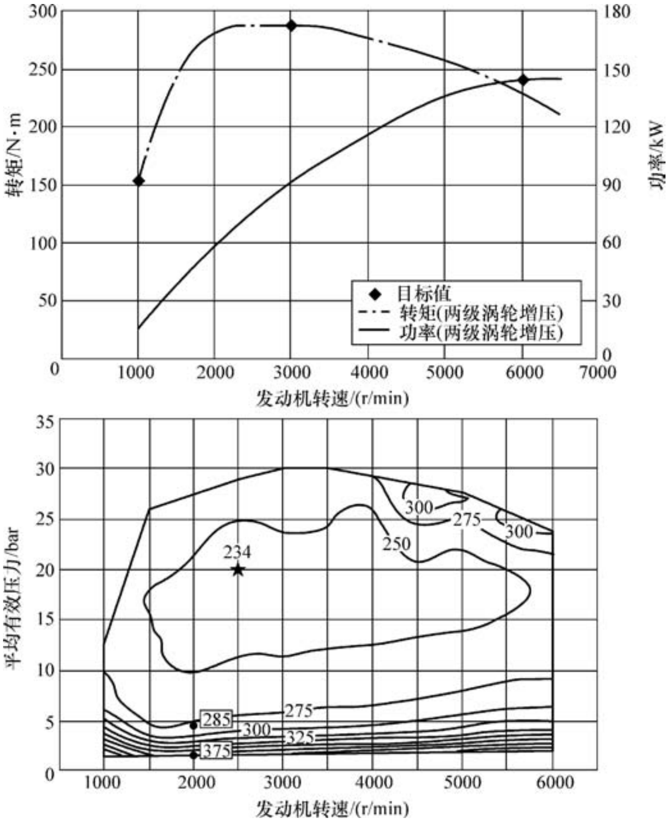


图 4-183　1.2L 小型化增压直喷式汽油机的外特性曲线场

曲线场（图 4-184）达到和超过了表 4-17 所规定的目标值。

所达到的这些燃油耗值是对汽车行驶（NEDC 新欧洲行驶循环；车重≈1600kg）燃油耗进行模拟计算的基础，由此可得知，与 2.4L 自然吸气发动机相比，1.2L 小型化增压直喷式汽油机的燃油耗也即 CO_2 排放降低了 30% 以上。从这些全负荷特性和燃油耗指标来看，这种发动机的开发状况使如此高的高增压方案获得了非常好的结果，并为进一步的开发工作特别是对于继续开发单级增压方案及其在汽车上的应用提供了极为良好的基础。所获得的这些结果也与最初的设想和模拟计算结果达到了非常良好的一致程度。

4.11 大众三缸 1.0L 小型化直喷式汽油机

大众公司在 EA211 直喷式汽油机模块化标准部件的基础上已开发出小型化 3 缸 1.0L 增压直喷式汽油机，搭载于 Polo 轿车，与老机型相比 CO_2 排放降低了 17%。

4.11.1 开发目标

从 2011 年起，大众集团就开始实施模块化设计策略，用新型的模块化 EA211 直喷式汽油机替代 EA111 系列的 3 缸机和 4 缸机。这种新的模块化汽油机系列在“高端”系列和 MQB（横置式模块化标准部件）平台中，将直喷式汽油机的功率和效率提高到了一个新水平。

在开发 EA211 模块化标准部件时，从一开始就一并考虑了将新型 3 缸 TSI 直喷式汽油机作为持续不断实施小型化策略的重要组成部分。为了符合轻型、紧凑、高效和成本优化等方面的要求以及考虑到全球严厉的废气排放法规，确定了下列开发目标：

- 高的升功率（85kW/L）和升转矩（200N·m/L）。
- 尽早尽快地提升转矩。
- 最佳的瞬态加速响应性能。
- 用户使用燃油耗和 CO_2 排放达到顶级水平。
- 在整个特性曲线场中摩擦功率最低。
- 曲柄连杆机构无须附加质量平衡机构，运转平稳性就能达到 4 缸机的水平。
- 整车达到大众集团 A00 – A 级水平。
- 坚固的动力总成设计，能全球使用，并在较大的惯性质量等级轿车上具有较高的承载能力。
- 具备使用燃油的灵活性。

另一个挑战在于大量应用 EA211 模块化标准部件作为通用件能顺畅地在全球组织生产。在提高目标值时，应用了以往所取得的开发经验，并在附加的功能组合

部件中应用新技术。

2014 年末，小型化 3 缸 1.0L－TSI 增压直喷式汽油机（图 4-184）首次搭载于大众公司 Polo 轿车，其功率等级为 70kW 和 80kW，CO_2 排放最低可达到 94g/km，废气排放达到欧 6 标准要求。从 2015 年 5 月起，这种动力总成开始搭载于大众 Golf 轿车，作为 BlueMotion（德语名称，意为为保护环境所采取的“蓝天行动”）清洁机型用于美国市场，满足其最苛刻的废气排放法规，功率为 85kW，而 CO_2 排放低于 100g/km。该机型重要的基本技术数据列于表 4-19。

图 4-184　大众小型化 3 缸 1.0L 增压直喷式汽油机

表 4-19　小型化 1.0L－TSI 增压直喷式汽油机基本技术数据

发动机结构形式	直列 3 缸
每缸气门数	4
排量/cm^3	999
缸径/行程/(mm/mm)	74.5/76.4
主轴承直径/mm	45
连杆轴承直径/mm	47.5
缸心距/mm	82
行程－缸径比(－)	1.025
压缩比(－)	10.5
额定功率/转速/(kW /r/min)	70/81/85 / 5000～5500

（续）

最大转矩/转速/（N·m/r/min）	160/200 / 2000～3500
升转矩/（N·m/L）	160/200
燃油	ROZ 95
发动机电控系统	MED 17.5.21
废气排放标准	欧6

4.11.2 基础发动机

这种四气门汽油机采用了 EA211 模块化标准部件进行设计，其主要特点是降低摩擦、高的功能集成度以及发动机结构更紧凑更轻巧。该机采用了新颖的集成排气歧管的3缸TSI气缸盖，并与冷却液泵模块相互配合达到了快速加热，降低了摩擦损失，所有对外密封轴密封装置都配备了摩擦优化的径向密封环，因而特别是在用户实际使用中获得了显著的节油效果。

凸轮轴由一条密封灰尘、免维修和摩擦小的齿形带传动，气门通过滚轮摇臂驱动，并集成为气门驱动模块。直径减小的凸轮轴滑动轴承减少了摩擦损失，刚性紧凑的轴承结构形式对气门驱动的动力学产生了有利的效果。进气或排气凸轮轴在配气传动机构侧的第1道轴承因承受传动带的附加力，出于降低摩擦的原因采用了向心球轴承。

基础发动机上的辅助设备布置紧凑，没有附加的支架，并且都使用了模块化标准部件。图4-185以小型化1.0L－TSI直喷式汽油机为例示出了EA211汽油机系列典型的模块化部件，它们的方案仅在少数结构组件上彼此有所差异，在81/85kW机型上仅在废气涡轮增压器和气门传动机构中应用了高价值材料，以提高其负荷承载能力。

（1）气缸体曲轴箱

气缸体曲轴箱采用 AlSi9Cu3 铝合金压铸成形的“开放式顶面”结构形式，镶铸的气缸套能使用全世界所有通用的燃油可靠运行，为了优化散热性能气缸套外圆被设计成粗糙的表面，这样一方面增大与铝气缸体的结合表面积，另一方面两种材料能贴合得更为紧密。为了减小摩擦，气缸套采用中心架珩磨工艺加工，因此活塞环组即使切向力设计得较小，仍具有良好的表面贴合性，从而使机油消耗量和曲轴箱通风量都较少。

气缸体曲轴箱的特点是具有许多铸造成形的通道，用于供应压力机油、机油回油、冷却液循环和曲轴箱通风等，机油冷却器也可通过气缸体曲轴箱中其专用的通道与机油和冷却液相通。曲轴箱通风（图4-186）几乎仅在发动机内部进行，为阻挡飞溅机油，曲轴箱气体从曲轴箱空间进入安装在曲轴箱中的机油分离器，分离出来的机油回流到油底壳机油液面下，而气体则通过气缸体曲轴箱中的一条上升通道

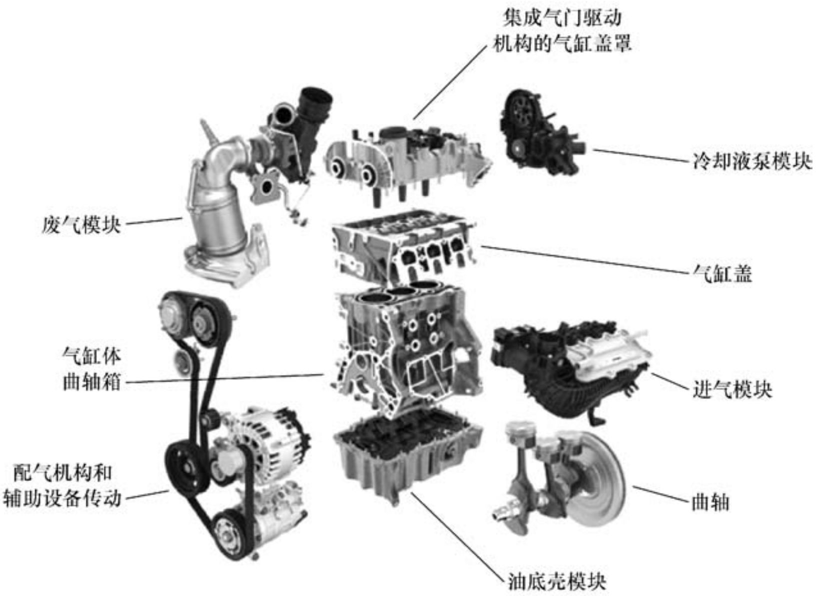


图 4-185　EA211 汽油机系列典型的模块化部件

引导到气缸盖和整体式气门驱动机构，并从那里进入废气涡轮增压器。因去除机油的曲轴箱通风气体在机内流动，因此能确保在低的环境温度下发动机运行时不会结冰，而且曲轴箱通风气体量较大。在进气行程时曲轴箱通风气体从与机油分离器相连接的通道，经过集成在进气管中的止回阀直接进入发动机进气歧管。这种机内的曲轴箱通风系统的特点是可靠性高，因为从一开始就避免了出现缺陷的根源。

为了即使在频繁的短途交通情况下也能确保避免冷凝，在气缸体曲轴箱真空下新鲜空气不断地从空气滤清器净化空气侧，通过气缸盖罩中的止回阀由发动机吸入，发动机暖机时泄漏的曲轴箱气体被新鲜空气流携带通过机油分离器进入气缸燃烧。

图 4-186　曲轴箱通风系统

（2）曲柄连杆机构和活塞组

曲柄连杆机构的特点是运动质量小和摩擦小，因而能放弃 3 缸发动机上经常应用的平衡轴而不会有损于舒适性。曲轴的连杆轴颈与 4 缸机一样也是钻成空心的，

即使需求较高的功率，因优化了主轴承和连杆轴承的设计，仍进一步减轻了发动机重量和降低了曲柄连杆机构的摩擦，并对燃油耗产生了有利的效果。所采用的4个平衡块降低了曲轴的内部应力和轴承负荷，再加上有针对性的质量平衡能够较为明显地降低传动系统中的振动激励。

EA211模块化标准部件中的一个新型技术组件是无小头孔衬套连杆，这是首次在1.0L－TSI和具有主动气缸管理系统（ACT）的1.4L－TSI－ACT直喷式汽油机上应用，采用由大众零部件公司开发的有利于降低成本的滚压工艺加工连杆小头孔，与浮动支承并有类石墨涂层的活塞销相配合能进一步降低活塞支承摩擦，同时通过活塞顶的平坦设计减轻了活塞重量，并改善了其中的温度分布。

（3）气缸盖

1.0L－TSI直喷式汽油机的气缸盖（图4-187）采用翻转式金属模铸造方法制成，这种铸造方法能确保获得高品质的金相组织。材料采用AlSi10Mg（Cu）铝合金并经过热处理，燃烧室周围采用横流式冷却。与1.0L－MPI多点喷射式汽油机相比，集成排气歧管（iAGK）的气缸盖是针对散热和消除冷却系统节流重新设计和优化的，因此能使发动机快速地达到其运行温度，并在正常运行时能强烈地冷却废气流。在这些框架条件下，几乎在整个特性曲线场范围内都能达到$\lambda=1$的过量空气系数，从而能降低CO_2排放和用户实际使用燃油耗。

图4-187　集成排气歧管的气缸盖

屋顶式燃烧室上方的进气门倾斜21°而排气门倾斜22.4°布置，由滚轮摇臂驱动。气门杆直径为5mm，进气门座角度为90°，而排气门座角度为120°，以确保使

用代用燃料时的耐磨性。从 81kW 功率等级起的机型使用钠冷却的排气门，并采用 AR20D 材料的高耐磨气门座圈，而在 75kW 功率的基本机型上，整个气门都是 X45 高强度合金钢，而气门座圈则采用烧结材料制成。气缸盖上的气门机构由整体式气门传动模块驱动。

（4）冷却系统

由机内高温和低温循环回路组合而成的冷却系统继承了 EA211 模块化标准部件。一个电动冷却液泵可按需调节供应低温循环回路中的增压空气间接冷却以及发动机停机后废气涡轮增压器的后冷却所需的冷却液，而高温循环回路中的发动机冷却则由整体式冷却液泵－节温器模块调节，它们借助于免维修的齿形带由排气凸轮轴驱动。

整体式冷却液泵－节温器模块（图 4-188）中既有进水道又有两个回水通道。用 PA6. 6 材料制成的节温器壳体用螺栓与铝压铸冷却液泵体连接，并容纳两个节温器以及与散热器进水或回水和采暖热交换器连接的管接头。冷却液从冷却液泵经过气缸盖中的连接通道进入气缸体曲轴箱中的水道，在那里主冷却液流在 87℃温度下通过气缸垫引入气缸盖，在这里它遇到了冷却燃烧室的横流水流和平行冷却整体式排气歧管的第 2 股冷却液流，两股冷却液流在节温器前汇合，并流入主节温器前的混合室。

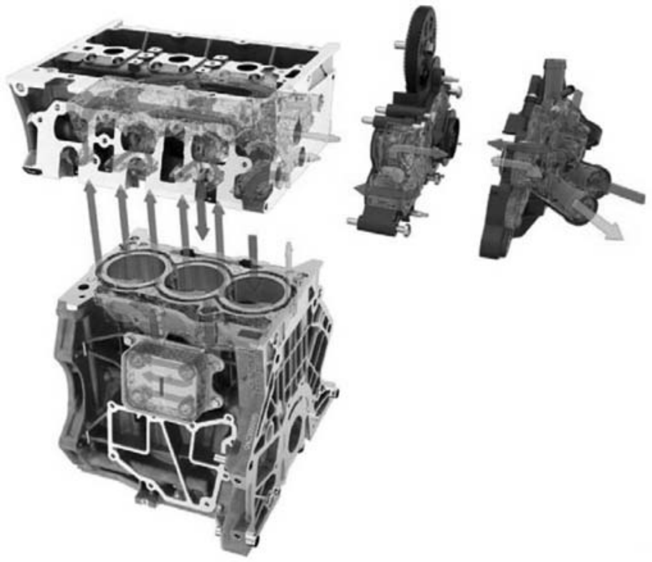


图 4-188　冷却液泵－节温器模块及其循环回路

冷却液在气缸体曲轴箱起始点就从水道直接流入发动机机油冷却器，并在第 1 缸前又流回水道，在相同位置有一个流入第 1 缸水套的进水口，气缸侧的第 2 个冷却液回路在这里开始，它沿着纵向在第 2 缸和第 3 缸旁边经过向后流入节温器壳

体，并经第 3 个连接通道流到曲轴箱节温器前，该节温器在 105℃时打开，冷却液就能流入主节温器前的混合室，而主节温器还调节流经汽车散热器的冷却液流动。

（5）配气机构

整个配气机构的零部件都是继承 EA211 发动机模块化标准部件的。曲轴通过免维修的齿形带驱动凸轮轴，传动带松弛边由永久张紧导轮两侧的止推凸肩导向，而拉力边则由刚性的转向轮维持传动带的平稳运行。

正如该发动机系列中的 3 缸 1.0L－MPI 多点喷射式汽油机那样，进排气凸轮轴的 V 带驱动轮几乎完全消除了旋转不均匀性，从而明显降低了 V 带的拉力，但是仍能保证最小动态 V 带力始终处于有利的范围内，因此确保了齿形带与齿形皮带轮之间的附着力。

为了优化高低转速范围内的功率发挥，进排气凸轮轴都应用了叶片式液力相位调节器。进气凸轮轴相位调节器的调节范围为 50°CA（曲轴转角），排气凸轮轴相位调节器的调节范围为 40°CA，这样就能在低转速时获得大的转矩，而在高转速范围内又能达到高的功率。

（6）机油循环回路

大众公司首次应用了按特性曲线场无级调节的机油泵（图 4-189），其特点是因内部摩擦小而驱动功率较小。这种叶片式机油泵集成在前端密封法兰中，并套入曲轴前端轴颈安装在气缸体曲轴箱上。机油压力是由安装在曲轴轴颈上的内转子驱动的叶片所形成的油室建立起来的，而机油泵吸油侧通过直接安装的塑料吸油管从油底壳吸入机油。油底壳由铝整体压铸后经热处理制成，并通过有针对性地设计加强筋优化声学特性。机油从泵的压力侧通过气缸体曲轴箱中的通道输往固定在油底壳上的机油滤清器，并从那里输入主油道，再从主油道分配到主轴承和连杆轴承，并经一条上升通道进入气缸盖上的配气机构，由气缸盖中的两条油道给滚轮摇臂供

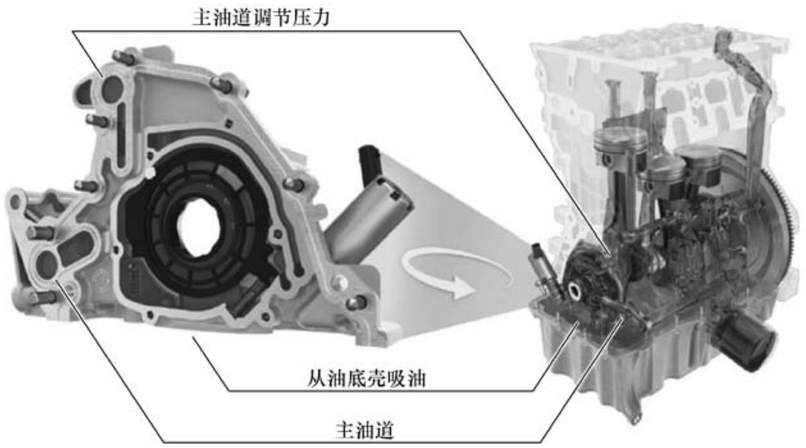


图 4-189　按特性曲线场调节的机油泵和机油循环回路

应机油，机油再通过钻孔分流通道抵达凸轮轴轴承和凸轮轴相位调节器的进油阀。在变速器端，压力机油经过最后一道主轴承通过一个钻孔向外输送，在那里有一根导管确保向废气涡轮增压器供应机油。活塞冷却仅在机油压力水平较高时才向活塞顶喷射机油冷却。

机油泵的机油压力由一个电子控制的比例电磁阀根据需要将机油压力调节在 1.0～3.3bar 之间，位于气缸盖上升通道中的机油压力传感器为此提供所需的信息，而这种机油泵控制的特性曲线场是根据转速和负荷需要进行设计的。

4.11.3　废气涡轮增压器

在开发涡轮增压器时，低转速时的高转矩和具有丰满转矩特性曲线的瞬态性能起着主导作用。针对集成在气缸盖中的排气歧管中废气热焓较少的状况，增压器采用单涡道涡轮，其转子的特点是外形尺寸和惯性力矩较小，具有较高的效率。废气涡轮壳由高耐热奥氏体合金铸钢制成，能承受高达 1050℃ 的废气温度，而涡轮叶轮则应用了 MAR－M246 镍基合金。

1.0L－TSI 直喷式汽油机的增压压力最大可达到 1.6bar（相对压力），是迄今为止 EA211 汽油机系列中的最高值。增压压力由新开发的电动废气放气阀调节器调节，它任何时候都能与所处的增压压力无关地进行控制，因此废气放气阀在低转速时就能可靠地关闭，并能确保顺利地建立起很陡的转矩特性曲线。在部分负荷范围内，因废气放气阀完全打开使得废气背压很低，从而降低了换气损失。

4.11.4　滚流进气道和高压燃油喷射

以 4 缸 TSI 直喷式汽油机量产进气道为基础，运用大众集团研究中心的 AMO（发动机零部件自动优化）开发工具进一步提高了进气道的滚流数而对流量系数没有明显的不利影响。图 4-190 示出了用稳态和非稳态 CFD（计算流体力学）模拟

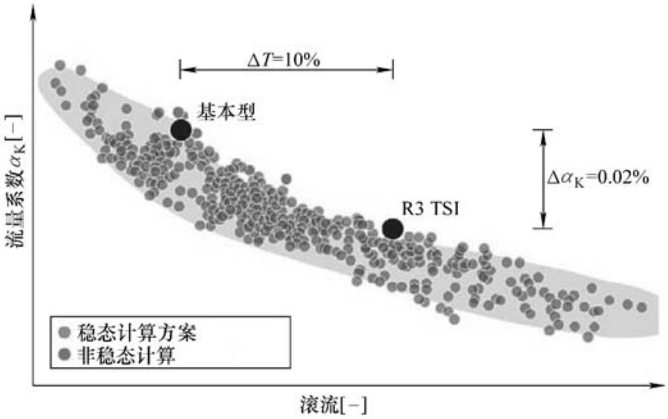


图 4-190　各种进气道设计方案特性值的分布带

计算结果画出的各种不同进气道方案特性值的分布带，基本进气道和用于直列 3 缸 1.0L－TSI 直喷式汽油机（R3 TSI）的目标进气道都位于分布带的最上方。

图 4-191（见彩插）示出了新滚流进气道提高的流动速度，其中特别注重抑制不位于滚流主轴上的扰动成分，从而确保了流入空气对燃油喷束的均匀席卷、高的均质化程度和点火上止点时的扰动动能水平。

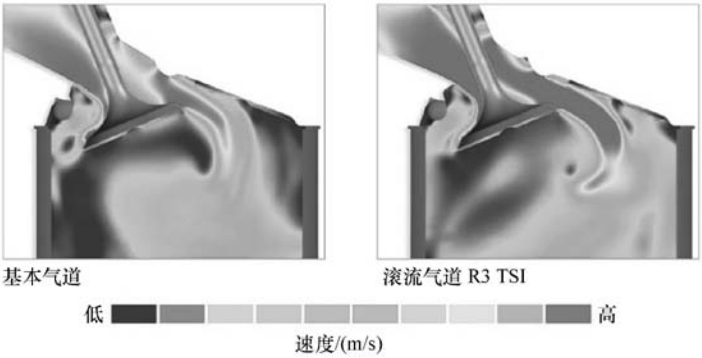


图 4-191　滚流进气道的流动设计（示意图）

燃烧空气通过汽车上的进气口进入安装在发动机进气管和气缸盖上方的空气滤清器。增压空气通过直径为 44mm 的电控节气门接管进入集成增压空气冷却器的进气管。来自燃油箱系统的燃油蒸气经过燃油箱通风阀进入发动机进气管，进入进气管的位置直接位于节气门后面，这样就能够确保进入的燃油蒸气均匀地分配到 3 个气缸。

在 EA211 系列汽油机上首次应用了最高喷油压力高达 250bar 的高压喷油系统，并采用 5 孔电磁阀喷油器实现高压喷油。借助于 CFD 模拟计算针对新的滚流进气道优化了燃油喷束的贯穿度、零件润湿和均质化程度，并通过整机和玻璃透明试验发动机上的光学测量技术验证模拟计算的有效性。高的喷油压力使得喷油器的设计能够获得最小喷油量的能力和额定功率时的最佳喷油持续时间。通过在部分负荷和全负荷时以及催化转化器加热时运用多达 3 次的多次喷射能够进一步降低废气排放，并减少燃油掺入机油的数量，同时提高了燃烧稳定性，其中通过发动机电控单元中的特殊修正功能将喷油量的误差降低到了最低程度。

4.11.5　整机性能及其发展前景

通过高压燃油喷射及其相匹配的充量滚流运动，在整个发动机特性曲线场范围内稳定地实现了令人满意的均质燃烧，使 1.0L－TSI 直喷式汽油机达到了在低转速时和宽广的转速范围内提供高的转矩（图 4-192）的开发目标。与老机型相比，3 缸 TSI 直喷式汽油机搭载于 Polo 轿车，CO_2 排放降低了 17%，同时高的升转矩使其具备良好的急加速性能，获得了 TSI 典型的驾驶乐趣，在其排量等级轿车中是无与

伦比的，并且在具有出色的运转平稳性的同时获得了高的行驶舒适性。

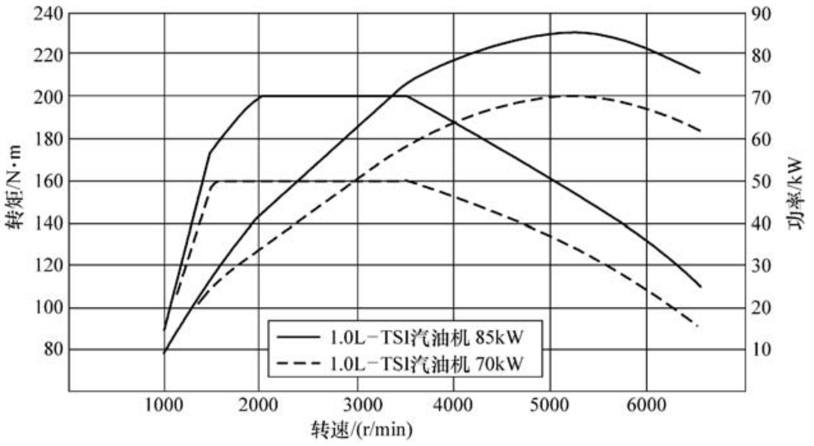


图 4-192　1.0L－TSI 直喷式汽油机的功率和转矩特性曲线

小型化 3 缸 1.0L－TSI 增压直喷式汽油机是大众公司 TSI 直喷式汽油机系列（图 4-193）中的新机型，而且是为全球使用设计的，在开发期间就已考虑到了未来用于燃油品质较低的市场，并也提前考虑了用于乙醇和 CNG（压缩天然气）运行的零件改进以及相关部件的开发，因此这种机型已具备了应用于各种不同车型平台和宽广应用范围所必需的所有技术。同时，持续不断地利用 EA211 模块化标准部件以及全球统一的制造工艺使得产品开发成本经济、周期短，并且能够利用大众

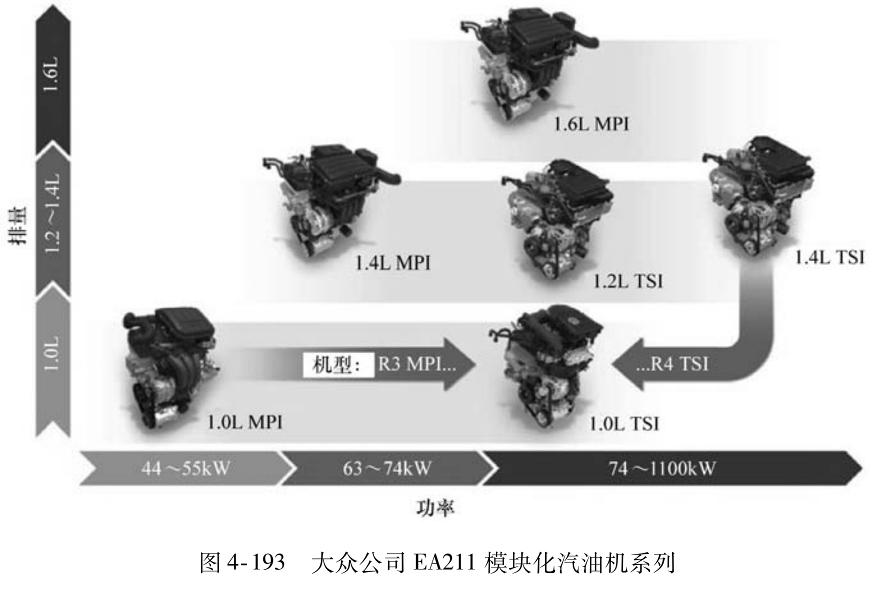


图 4-193　大众公司 EA211 模块化汽油机系列

集团机型车间中的成套工艺装备进行生产。

为 Polo 和 Golf 轿车高度模块化和经济地开发出的这种新型的动力总成，将 TSI 典型的高品质与高效率和驾驶乐趣结合于一体。这种 3 缸 TSI 增压直喷式汽油机紧凑的结构形式及其出色的转矩和功率发挥与明显低的 CO_2 排放相结合是 EA211 发动机系列进一步小型化的又一个成功范例。

4.12 奥迪米勒循环直喷式汽油机

2004 年，奥迪公司以 2.0L－EA113 机型将用于欧洲和北美地区市场的首款采用涡轮增压和缸内直接喷射组合技术的 TFSI 发动机投入量产。2008 年和 2012 年接着又推出了第 2 代和第 3 代产品（EA888 机型），它们同样也包含了多种多样的技术创新（图 4-194），而下一个技术发展步骤的核心技术是在第 3B 代 EA888 机型上采用一种新的米勒（Miller）循环 TFSI 燃烧过程，它将有助于继续推进直喷式汽油机燃油耗和性能的发展。

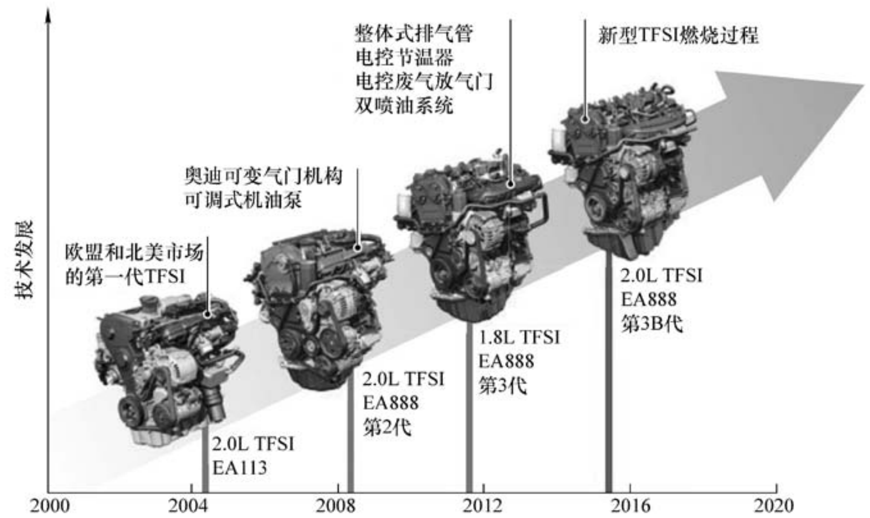


图 4-194　奥迪公司直列 4 缸 TFSI 增压直喷式汽油机的发展历程

2016 年，奥迪公司最新一代 EA8882.0L－TFSI 涡轮增压缸内直喷式汽油机搭载于 A4 系列车型首次亮相。该机为了提高效能不是采取发动机进一步小型化，而是采用进一步开发的米勒（Miller）燃烧过程，使均质运行增压直喷式汽油机的最低比燃油耗达到了 220g/kW · h。

在直列式四缸涡轮增压燃油分层喷射（TFSI）发动机迄今为止的发展中，通过发动机低速化和小型化已取得了显著的节油效果，但是为了降低燃油耗而进一步减小排量将受到限制或必须采取附加的重大技术和花费相当大的费用。这种新型

2. 0L – TFSI 发动机的实例表明，除了经典的方式方法之外，可能还要通过改变工作过程才能进一步使 TFSI 技术既能降低燃油耗，又能提高动态性能。这种提高效率的前提条件是与传统的设计方案相比加长膨胀行程，通过优化的米勒（Miller）循环与在加大排量的同时明显加大压缩比相结合来实现这种转化。理论上的推导和实践都证实，所获得的指示效率的改善可足够补偿因行程加大所引起的略微增大的摩擦方面的缺点。下面介绍关于这方面的理论基础、燃烧过程的设计以及与第三代 EA888 发动机相比基础发动机的变化。

4. 12. 1　开发目标

第 3B 代 2. 0L – EA888 机型替代第 3 代 1. 8L – EA888 机型，其功率等级为 125 ~ 147kW。开发新机型的目标是：

- 显著降低燃油耗。
- 改善动态转矩的建立。
- 为满足未来全球废气排放标准做好准备。

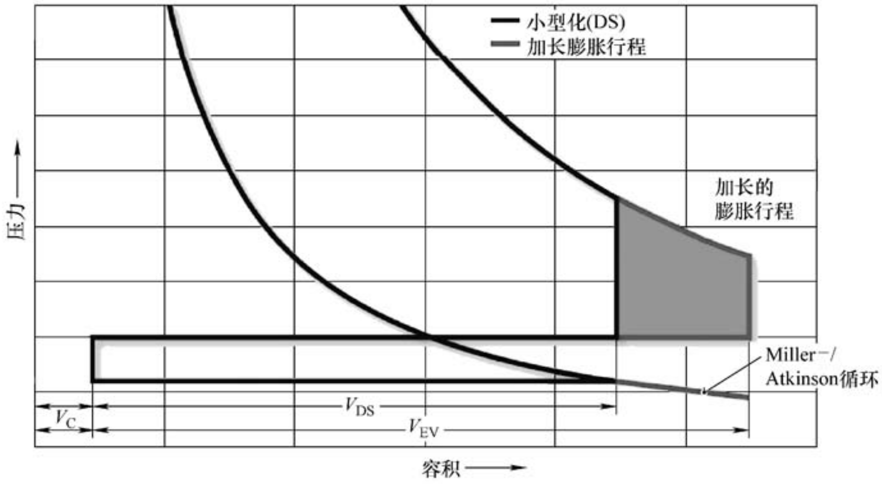
考虑到现有车辆在各种不同行驶循环中的负荷谱，显然存在着将具有重要意义的负荷转移到更高的特性曲线场范围的趋势，其原因一方面是所开发的发动机低速化和小型化的程度，另一方面是行驶循环的负荷越来越高，因此进一步降低燃油耗措施的重点应在平均有效压力 $p_{me} > 4$bar 的范围。

在此背景下，在这种新机型开发的准备阶段，应对所有已知的和某些新的降低燃油耗技术进行广泛的前期试验研究。鉴于发动机小型化从运行工况点移动所产生的优点，显然几乎不可能期望再通过这种技术来进一步获得改善燃油耗的效果了。即使是其他方面的技术，例如分层运行，特别是在优化低部分负荷燃油耗方面，仅呈现出有限的节油潜力，因此问题在于怎样才能以最简易的方法在中等和更高的负荷范围内获得节油效果。

4. 12. 2　过程控制

若在 $p - V$ 图上考察均质化学计量比汽油机的工作过程的话，则可清楚地看到，通过加长膨胀行程能够使从燃烧直至产生机械功的能量转换过程在膨胀行程期间进行得更为有效（图 4-195 上图，见彩插）。从传统的工作过程（黑色）转换到“膨胀行程加长”的工作过程（红色），在利用传统的曲柄连杆机构的情况下成功地实现了与米勒（Miller）配气正时和加大排量相结合的效果。结果，虽然原本的想法不是加长膨胀行程而是缩短压缩行程，但是通过匹配配气正时和几何压缩比能够在一定程度上在 $p - V$ 图上复制出所期望的工作过程。如果计算真实指示运行工况点的附加做功面积（$W = \int p\mathrm{d}V$），那么就能根据膨胀行程加长的百分比和负荷的不同得到图 4-195 下图所示的对应所做的功。图中所示出的曲线是以一台典型的传统 TFSI 发动机为基础得到的，并且可认为是普遍适用的。膨胀行程加长得越多，工

作过程的潜力就越大，并且随着负荷的不断增大，附加做的功就继续增加。仅在非常低的负荷下才会显示出缺点，其原因是在低负荷工况点（相当于 $p_{me}\leqslant 1\text{bar}$），高压过程因强烈的节流而在非常低的压力水平上开始，并且仅在接近排气压力的水平下结束，再进一步膨胀到低于排气压力而导致负的做功面积。但是，在中等压力下，通过额外做功就能调节到有所增益了。



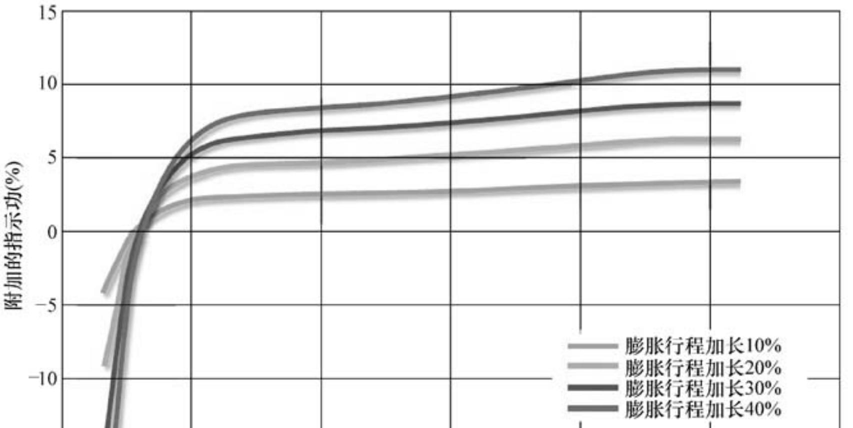


图 4-195　$p-V$ 图上加长膨胀行程（上图）以及根据负荷和加长膨胀行程的不同所获得的指示功（下图）

在相同的能量转换边界条件下，不使用附加燃油增加指示功，这与提高指示效率具有相同的意义，但是为了评价有效的燃油耗优势，还必须计入膨胀行程加长后实际发动机所产生的附加机械损失。

提供一种可转换的小型化设计方案作为膨胀行程“加长”方案的基础。对于所讨论的 125 ~147kW 功率范围和 250 ~320N · m 转矩，就如今的增压技术状况而言，排量能够从 1. 8L 减小到 1. 6L。图 4-196（黑色曲线，见彩插）示出了在一个负荷断面上膨胀行程加长方案相对于这种小型化方案典型的燃油耗优势。在低负荷时，因摩擦较小和运行工况点的移动而存在较大的节油潜力，但是因较早出现爆燃燃烧，从产生这种限制开始就可看到越来越大的燃油耗方面的缺点。从这种虚拟的基础（1. 6L）出发，就能实施加大膨胀行程。EA888 产品型谱中就有 2. 0L 的排量，用这种机型就能将膨胀行程加大 25 %。按照图 4-195 下图就能将多做的指示功换算到该负荷断面的燃油耗上，节油潜力就能提高到红色虚线曲线的水平。若考虑到 2. 0L 发动机实际上具有较高的摩擦的话，则燃油耗优势略有降低（如红色实线所示)，但是与 1. 8L 基础发动机相比，通常都能呈现出显著的节油效果。从约 30N · m 起，随着负荷的增加，与 1. 6L 小型化发动机相比也显示出明显的节油效果。这就是说，从工作过程得到的指示燃油耗方面的好处足够补偿因摩擦比小型化机型大而带来的缺陷。由于随着负荷的增加膨胀终了的压力提高，相对于小型化的节油潜力也随之增大。在负荷高于 200N · m 的情况下，因爆燃限制增大，节油潜力更超比例地增加。能量转换得越晚，在膨胀行程加长范围内所做的指示功就越大。因为其节油效果并非是像小型化那样从运行工况点的移动得到的，而是由工作过程效率的提高实现的，因而也获得了更好的燃油耗。

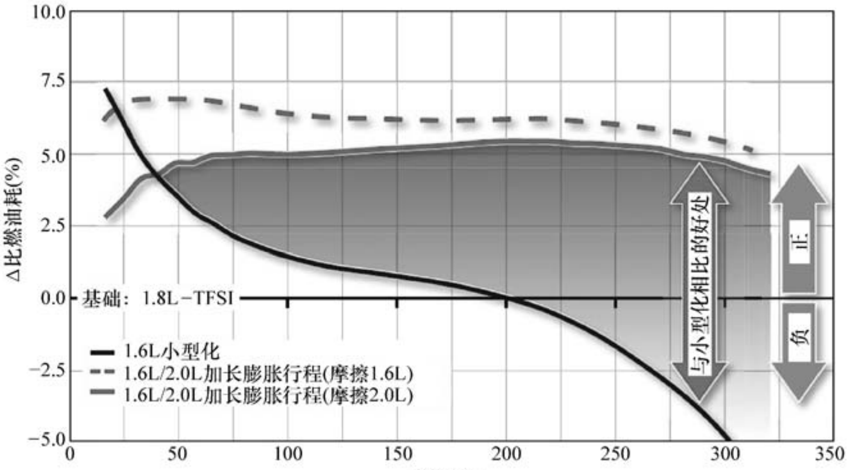


图 4-196　在 2000r/min 负荷断面上加长膨胀行程相对于发动机小型化的优势

4. 12. 3　燃烧过程

第一步是从单纯的几何学考察推导出燃烧过程重要的基本参数（压缩比、配

气正时、增压压力需求）。

前面介绍的发动机方案是以传统 1.6L 发动机为基础加长膨胀行程，所需的 25 bar 平均压力是采用约 9.5 的压缩比达到的。就理论上而言（见图 4-195 上图），在膨胀行程加长的情况下最大气缸容积增大，而最小容积（V_c）则保持不变，因而 2.0L 发动机的压缩比为 $\varepsilon \approx 11.6$。

通过米勒（Miller）配气正时与加大发动机排量相结合加长膨胀行程，理想化的话其在 $p-V$ 图上的换气过程与基础小型化方案是相似的（见图 4-195 上图），也就是说，配气正时补偿了因排量变化引起的充气差异，因而为了达到相同的绝对负荷所需的进气/增压压力也应近似相同。1.6L 发动机的气缸充量相当于 2.0L 发动机气缸充量的 80%，在传统的曲柄连杆中这种状况是在上止点前后 120°CA（曲轴转角）达到的。

进气过程设计时涉及的一个问题是有关进气门关闭的时间点（进气门早关（FES），进气门晚关（SES））。对于这个课题曾利用电控全可变气门机构进行过广泛的试验研究，其结果表明，在部分负荷时采用进气门早关与大的气门重叠相结合能获得最好的燃油耗结果。对于涡轮增压发动机而言，在全负荷时因存在更好的爆燃边界条件，即使在应用短进气过程长度时也表现出明确的燃油耗优势。在这样的前提下，并考虑到特性曲线场中所应用的进气门开启时间点，150°CA 的进气过程长度是最有利的折中。但是，在试验台上的试验研究表明，由于一方面气缸充气与另一方面有效压缩比的限制以及废气扫气之间的折中，使得低端转矩范围内的性能明显降低。能达到全负荷目标的明显更好的折中方案可以通过将进气门开启的长度加大到 170°CA 来达到，采用这样的进气门开启持续时间，从基础的几何压缩比 $\varepsilon = 11.6$出发能够将有效压缩比降低到仍然足够的量值而不会过分地限制充气。采取这些措施能够达到第 3 代 1.8L 发动机的功率和转矩，同时与 1.8L－TFSI 发动机相比，能成功地将基础转速降低约 200r/min，并改善了动态性能。但是，将进气过程长度从 150°CA 加长到 170°CA，由于减小了消除节流的潜力并提高了爆燃倾向，因而在宽广的特性曲线场范围内出现了燃油耗方面的缺陷。这种目标冲突能够在第 3B 代 EA888 机型上在进气侧使用奥迪可变气门升程机构（AVS）来解决。这种 AVS 可变气门机构能够在部分负荷范围内实现理论上需要的 10°CA 较短的进气门开启持续时间，因而与涡轮增压相结合，即使在 140°进气门开启持续时间和减小气门行程的情况下也能达到相对较高的发动机负荷，以至于在非常宽广的特性曲线场范围内能够实现进气门早关的优点。图 4-197 示出了搭载 2.0L－TFSI 发动机和自动变速器的 A4 轿车在全球统一的轻型车试验循环（WLTP）中的实例，这种行驶循环能够完全在进气门开启时间短的效果优化的进气凸轮廓线上运行，即使在试验循环之外，这种新的燃烧过程也能从奥迪可变气门升程机构（AVS）的可变性中获得最大的好处，因为直至几乎 200 km/h 车速时仍可使用进气门开启持续时间短的进气凸轮。

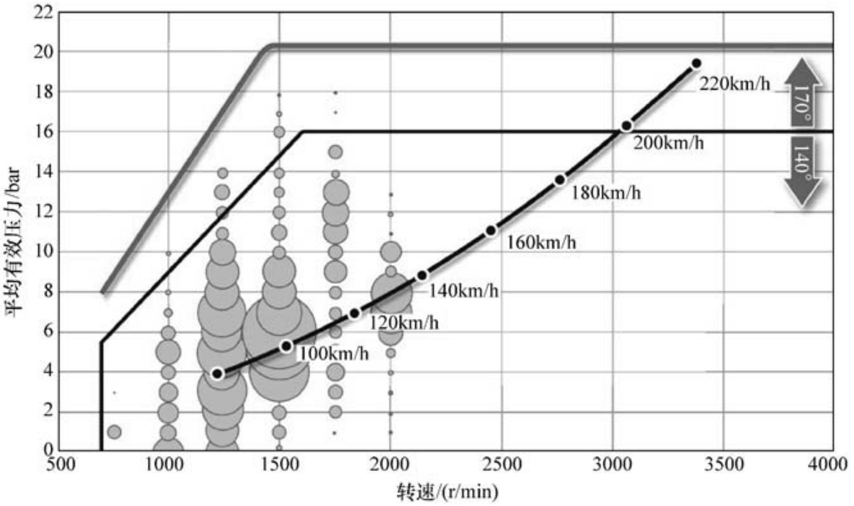


图 4-197　奥迪 A4 轿车在全球统一的轻型车试验循环（WLTP）中等速行驶时进气凸轮轴（进气门开启持续时间 140°和 170°）的应用

实现理论上推导出的潜力的前提条件是像众所周知的由传统燃烧过程一样来实现能量转换。除了适合于基础发动机方案（1.6L 小型化发动机）的燃烧重心位置之外，重要的参数还有燃烧速度和相当的烧尽程度。充量运动对于上述所有 3 种燃烧参数产生决定性的影响，特别是对于进气门早关（FES）方案这种充量运动首先会显著降低，这是由于进气阶段结束得早，充量运动蜕变的时间较长，而且因进气门行程减小使得充量从一开始进入气缸就阻碍形成强烈的滚流运动。除此之外，提高压缩比所需要的活塞结构又使充量难以维持滚流运动。图 4-198 将上述这些效果用充量运动的计算结果表示出来。首先因配气正时的改变，充量运动的大小在其他配置相同的情况下降低到约 25 %，从这个水平出发，通过开发新的进气道成功地将滚流提高到超过原先值的 50 %。另一个必要措施是应用进气门导气屏，在小气门行程时它通过气门上侧引导所有的进气空气质量流，从而特别是在气门关闭阶段再一次成功地授予充量运动明显的动量，而活塞顶形状的优化又能继续有助于支持充量运动。通过上述的优化步骤，综合效果使充量运动又提高到第 3 代 2.0L 发动机的水平。

正是在高压缩比的情况下燃烧室的设计具有重大意义，因为例如因必需的气门凹陷就需要高的活塞结构，并且特别易于发生裂缝，这对于充量运动、燃烧、燃油耗和排放都具有不利的影响。在持续不断的开发中，结合压缩比 $\varepsilon = 11.0 \sim 12.0$ 的各种不同折中状况，已对活塞形状和气缸盖上的燃烧室进行了广泛优化。首先与基础气缸盖的组合表明，在考虑到全负荷目标值的情况下压缩比被限制在 11.2。为了按照已被证实的推论进一步提高压缩比以提高效率，对燃烧室进行了重大的优

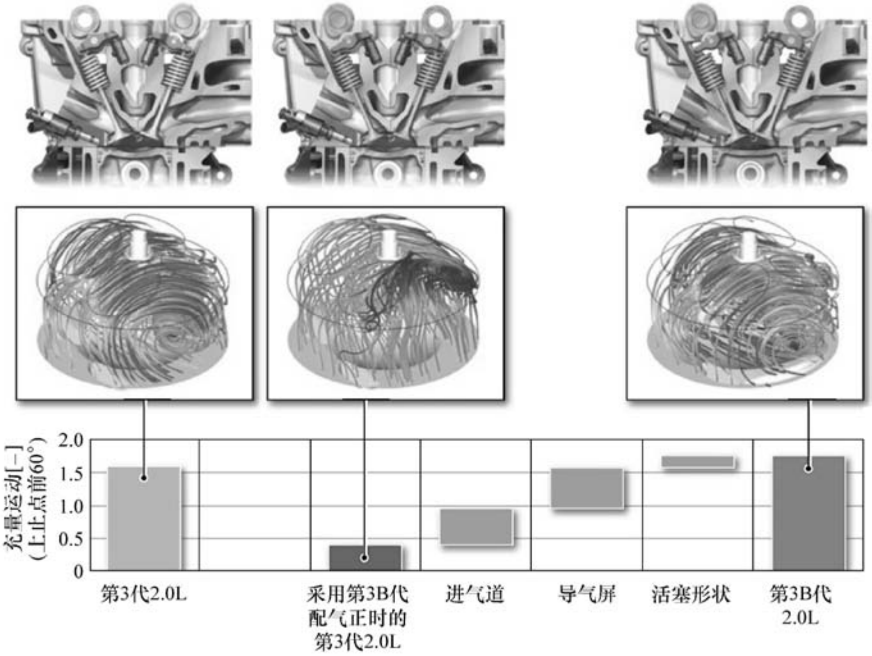


图 4-198　第 3B 代 2. 0L – EA888 汽油机充量运动的开发

化，因而通过降低燃烧室顶面以及匹配火花塞和高压喷油器的位置，气缸盖侧的燃烧室容积比第 3 代 EA888 机型明显减小了 13 %。通过减小气缸盖侧的燃烧室容积，可进一步优化活塞顶形状，圆周凸起已大大降低，但有利的宽敞的燃烧室凹陷并无变化，从而总体上能形成一个紧凑平和的燃烧室（图 4-199）。通过这些措施，最终为新的燃烧过程实现了压缩比 $\varepsilon=11.7$。

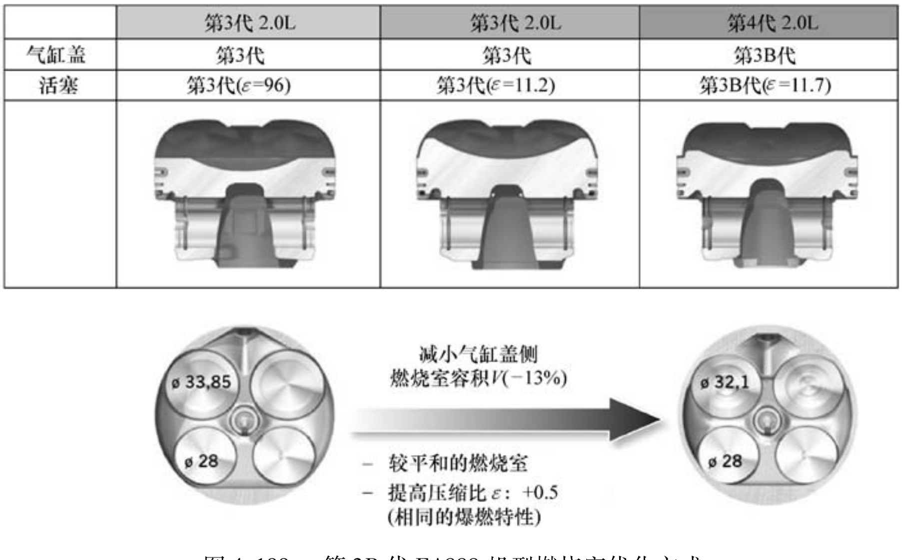


图 4-199　第 3B 代 EA888 机型燃烧室优化方式

4.12.4　基础发动机

除了所介绍的和新燃烧过程所需要的气缸盖方面的改变之外，还对基础发动机进行了优化（图 4-200）。这些变化的主要目的是进一步降低 2.0L 发动机曲柄连杆机构的摩擦。与第 3 代 2.0L 发动机相比，降低的全负荷目标平均压力允许将曲轴主轴承的直径从 52mm 减小到 48mm，同时也对平衡轴链传动机构的总体布置进行了优化。在外形尺寸受限制的情况下，应用变细的传动链允许滑轨以较小的弯度导向，这能减小摩擦力。在奥迪 TFSI 发动机上首次使用 0W－20 黏度等级的低黏度机油，它能降低发动机中许多其他摩擦部位的功率损失。由于机油黏度较小，对发动机上的某些部件进行了适应性调整，例如优化的活塞环或机油泵的传动比。

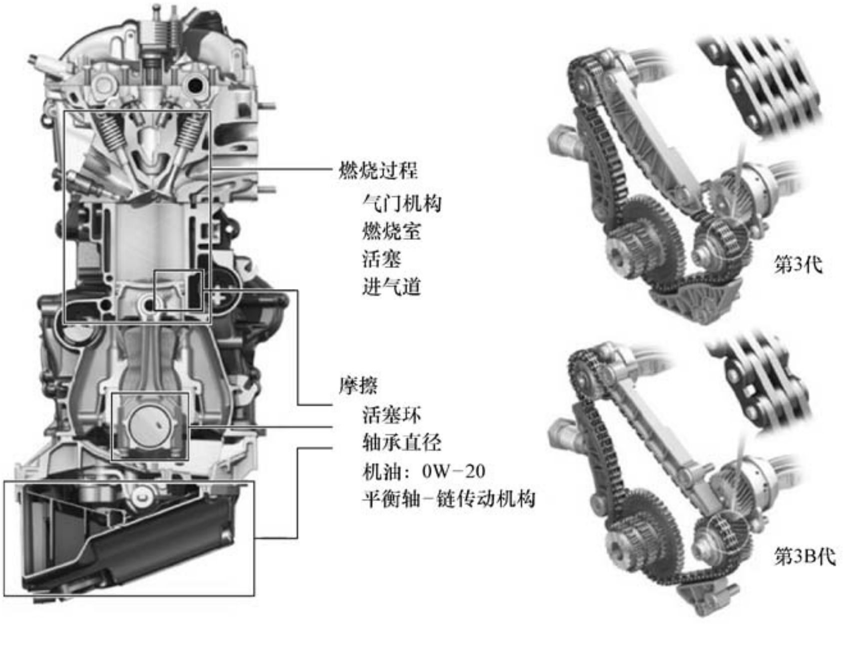


图 4-200　基础发动机和平衡轴传动机构的变化（第 3 代与第 3B 代的比较）

就整台发动机而言，这些措施的综合效果使平均摩擦压力比第 3 代 EA888 机型降低了 8%（在 2000r/min 和 90℃下测量）（图 4-201，见彩插），同时这种摩擦的降低使试验循环中的 CO_2 排放减少了约 1g/km。

4.12.5　降低燃油耗和 CO_2 排放的潜力

所介绍方案的实施和优化获得了图 4-202（上图）所示出的相对于以 1.8L 汽油机为基础的负荷断面上的节油潜力曲线，而且所测得的新的 2.0L“正常尺寸”汽油机的节油效果非常好地吻合理论推导的潜力。所实施的发动机机型的节油潜力

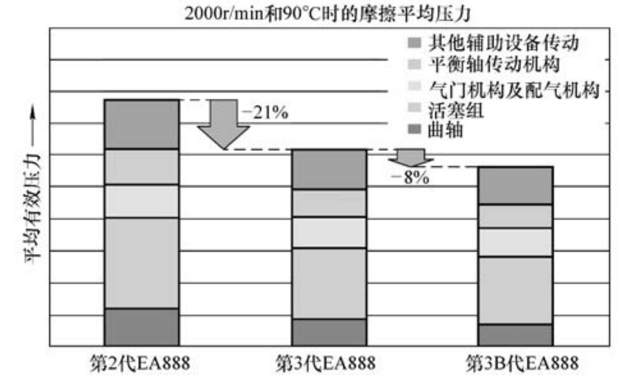


图 4-201　奥迪 TFSI 直喷式汽油机降低摩擦损失的效果

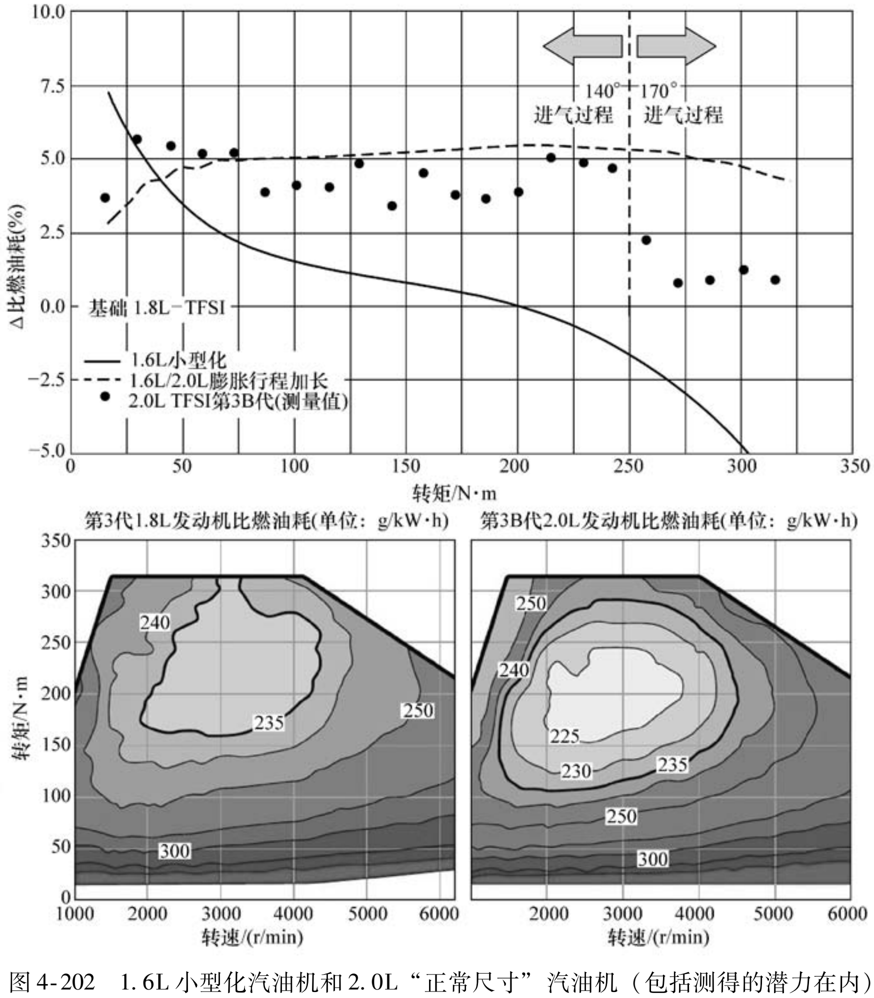


图 4-202　1.6L 小型化汽油机和 2.0L“正常尺寸”汽油机（包括测得的潜力在内）与第 3 代 1.8L 汽油机的负荷断面节油潜力的比较（上图）以及第 3 代 1.8L 和第 3B 代 2.0L－EA888 汽油机燃油耗特性曲线场（下图）

与理论值的偏差可以用使用奥迪可变气门升程机构（AVS）改善了消除节流的效果来解释，而从 270N·m 起节油潜力大大降低则可归因于为提高功率转换到 170°进气凸轮廓线而使米勒（Miller）循环程度减小所致。即使与 1.8L－TFSI 汽油机相比，保持了显著的动态性能方面的优势，但是仍获得了明显的节油效果。与 1.6L 小型化发动机相比具有同样明显的节油潜力，这已在“过程控制”一节中讨论过了。

图 4-202（下图）示出了第 3 代 1.8L 和第 3B 代 2.0L 汽油机的燃油耗特性曲线场。最佳燃油耗点前者为 231g/kW·h，后者仅为 220g/kW·h，而例如 235g/kW·h 等燃油耗曲线区域的大小则表明能在宽广的特性曲线场范围内获得明显的节油效果。例如 2000r/min 和 2bar 运行工况点的部分负荷燃油耗也表明，第 3 代 1.8L 发动机为 363g/kW·h，至今仍算是较好的水平，而第 3B 代 2.0L 发动机则已明显降低到 325g/kW·h。在经鉴定投产的汽车上，与第 3 代 1.8L 汽油机相比，第 3B 代 2.0L－EA888 汽油机在新欧洲行驶循环（NEDC）中的 CO_2 排放降低了 6～8g/km，其搭载于奥迪 A4 轿车上的最低 CO_2 排放为 109g/km，成为该汽车等级中目前 CO_2 排放的标杆（图 4-203），即使在用户实际使用燃油耗方面也能感受到这样的节油效果。

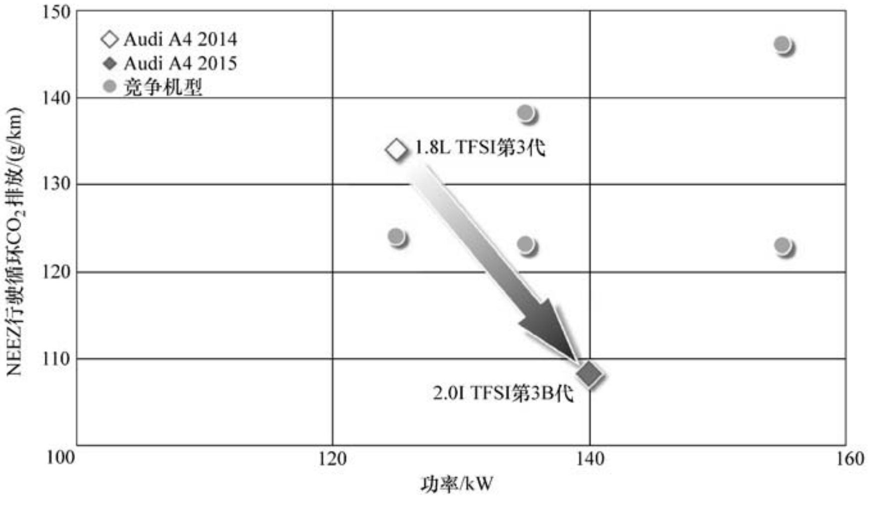


图 4-203　奥迪 A4 轿车第 3B 代 2.0L－TFSI 缸内直喷式汽油机与竞争机型的比较

综上所述，奥迪公司用第 3B 代 2.0L－TFSI 缸内直喷式汽油机开发了进一步创新的发动机方案，这种方案的核心技术是采用短的进气门开启持续时间、提高压缩比以及加大行程排量的新型燃烧过程。这种被称为正常尺寸的设计是另一种发动机小型化方式，无论在燃油耗还是动态性能方面都具有明显的优势，其中还采取了各种降低摩擦的措施，它们可使 CO_2 排放降低约 1 g/km。特别值得指出的是所达到

的开发目标仅利用现有的技术就能实现，这就具有非常大的现实意义。

4.13 大众模块化直喷式汽油机平台

大众公司内部型号为EA211的新一代汽油机平台的开发与大众集团新型横置式模块化发动机装备模块化标准部件（MQB）紧密相关，这种横置式模块化发动机标准部件在大众公司所有的市场上覆盖了A0、A和B级轿车区段，其中所有的车型都使用了全部的模块化标准部件。开发这种横置式模块化发动机标准部件的一个重要起因是大众公司的驱动装置与燃油战略。大众集团很早就以其满足市场需求的“蓝天行动技术”（Blue Motion Technology，意为保护环境的节能减排技术措施）战略力求持续不断地降低燃油耗和有害物排放。采用这种模块化标准部件开发型号为EA211的新型汽油机平台来替代久经考验的EA111汽油机系列，并以其为基础开发TSI增压直喷式汽油机。其开发目标是：

- 模块化结构，以便能够与集团内其他机型的安装位置统一，能在全世界组织生产。
- 紧凑的结构形式，以便能使车辆实现较短的前悬。
- 发动机重量最多减轻30%。
- 燃油耗和CO_2排放降低10%～20%。
- 满足欧6废气排放标准要求。

4.13.1 基本结构

为了能够充分利用横置式汽油机模块化标准部件所有的通用性潜力，决定统一车辆上动力总成的基本结构，其中安装位置起着重要的作用。迄今为止，EA111系列汽油机都是向前倾斜安装的，其排气侧朝向汽车散热器，而其余所有的机型即使是柴油机也都是向后倾斜安装的，且排气侧朝向汽车前围板（图4-204）。EA211发动机安装位置的旋转必须完全改变发动机的基本结构，这样就有可能开发一种明显模块化的基本上全新的发动机系列，因此通过采用例如变速器连接、冷却和废气装置等方面的统一结构形式，发动机新的总体布置能与车辆取得更好的协调配合，同时在工厂生产工艺方面也能获得较大的改进潜力。

开发新的EA211系列汽油机的一个重要目标是紧凑的动力总成结构具有尽可能小的总体外形尺寸，而辅助设备的布置在这方面起着决定性的作用。在新的TSI汽油机上，空调压缩机和发电机不需要附加支架而是直接紧固在油底壳或发动机机体上的，因此可以布置得十分紧凑，并可简化带传动，而冷却液泵则被布置在气缸盖端面发动机－离合器接合面上方，通过齿形带由凸轮轴驱动。

由于EA211汽油机具有紧凑的结构又朝后倾斜12°安装，因此与老机型相比其前端的结构长度可缩短50mm，缩短了18%，因而在搭载横置式模块化发动机

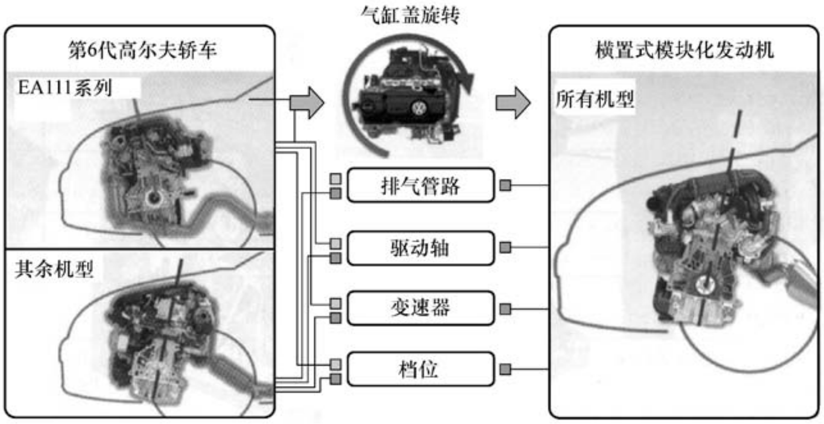


图 4-204　横置式模块化汽油机统一的安装位置

（MQB）情况下汽车前桥可以向前移 40mm，汽车前悬也能相应缩短，由此还能在碰撞性能、车型外形设计和汽车前后桥荷重分配等方面带来好处。

4. 13. 2　降低燃油耗的措施

降低燃油耗是设计任务书中规定的第二大开发目标，它一方面是通过应用诸如部分停缸等新技术，另一方面是通过仔细分析和优化基础发动机中所有的摩擦部位达到的，同时将所有轴承直径减小到所必需的最小尺寸，并进一步优化轴承的宽度和工作表面。此外，还通过模拟计算和试验查明冷却和润滑的要求，并借助于流体动力学（CFD）模拟计算消除冷却液和润滑机油回路中的节流损失，进一步降低燃油耗。

4. 13. 3　具有主动气缸管理功能的 1. 4L 机型

功率为 103kW 的 1. 4L－TSI 直喷式汽油机采用了富有技术特点的独特的设计方案，它们有助于进一步降低燃油耗。其气门机构模块具有主动气缸管理功能（ACT），能够按照需要通过电磁执行器停止第 2 缸和第 3 缸工作，而使第 1 缸和第 4 缸继续在较高的负荷工况点运行，因而能提高发动机的运行效率。

应用可靠的主动气缸管理功能的 1. 4L－TSI 直喷式汽油机表明，在增压分层喷射（TSI）运行策略范围内能够将显著的节油目标与高功率和高牵引力结合起来，新欧洲行驶循环（NEDC）燃油耗能够降低 0. 4L/100km，这相当于 CO_2 排放降低 8g/km，甚至在现代城市交通和郊外行驶速度下也能够获得 10% ~20% 的节油效果。

4. 13. 4　新型模块化标准部件

EA211 系列所有汽油机的主要特点是：

- 应用四气门技术。
- 铝气缸体曲轴箱。
- 排气歧管集成在气缸盖中。
- 齿形带传动凸轮轴。

大众公司应用模块化标准部件形成了具有 3 种排量和 10 种功率等级包括具有停缸功能（ACT）和用于混合动力机型在内的完整的新汽油机系列（图 4-205 和表 4-20），其中排量为 1.2L 和 1.4L 的功率强劲且节油的小型化 4 缸 TSI 直喷式汽油机成为该新系列中的核心机型，覆盖了大众集团从 63kW 一直到用于混合动力的 110kW 机型的所有功率等级车型。

装备模块化标准部件的 EA211 系列所有机型的特点是缸心距为 82mm，并且在考虑到热力学、声学和功率的情况下已为每一种排量选择了理想的行程 - 缸径比，1.2L 机型缸径为 71.0mm，行程为 75.6mm，而 1.4L 机型则分别为 74.5mm 和 80.0mm。

图 4-205　EA211 模块化汽油机系列

表 4-20　大众模块化标准部件 TSI 直喷式汽油机技术数据

	1.2L - TSI 63kW	1.2L - TSI 77kW	1.4L - TSI 90kW	1.4L - TSI 103kW	1.4L - TSI 110kW（混合动力）
转矩/(N·m/r/min)	160/1400	175/1400	200/1400	250/1500	250/1500
标定转速/(r/min)	4800	5000	5000	5000	5000
排量/cm^3	1197	1197	1395	1395	1395
气缸直径/mm	71	71	74.5	74.5	74.5
活塞行程/mm	75.6	75.6	80	80	80
压缩比	10.5	10.5	10.5	10.5	10.5
燃油（ROZ）	95	95	95	95	美国标准
发动机重量/kg	97	97	104	106	93

（1）气缸体曲轴箱

EA211 汽油机的气缸体曲轴箱被设计成镶有 GJL250 片状石墨灰铸铁气缸套的刚性非常好的顶面敞开式压铸铝结构（图 4-206），其重量仅 19kg，与 1.4L 排量的 EA111 汽油机灰铸铁气缸体曲轴箱相比减轻了 16kg。其中气缸套工作表面分 4 次进行液体射流研磨，其外圆具有非常粗糙的铸造表面，能非常牢固地镶铸在铝气缸体中。

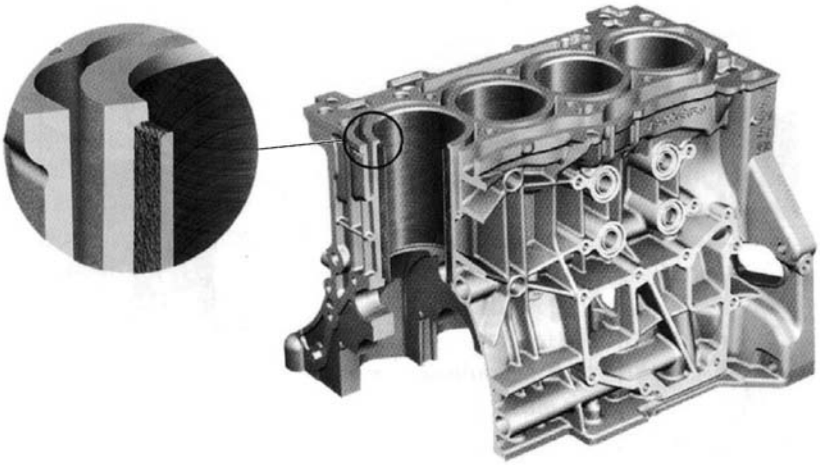


图 4-206　铝气缸体曲轴箱

曲轴箱通风被设计成机体整体式通风，并尽最大可能在机内流动，其突出的特点是具有最佳的耐久性，因为几乎完全避免了外部软管连接和转接部位。在冷却液引导方面，气缸体被设计成可靠的双回路冷却系统。机油冷却器用螺栓固定在气缸体曲轴箱侧面，其介质供应同样也是完全集成在曲轴箱中的。

（2）气缸盖

在开发气缸盖时十分重视热管理的创新和进一步利用废气能量来加快发动机暖机，并仍保留了摩擦损失较小的四气门－滚轮摇臂气门机构方案。

排气歧管完全集成在气缸盖中，那里是一个非常高效的热交换器（图 4-207），因此发动机在暖机阶段能迅速地加温，并能提供足够的热量使车辆可舒适地采暖。相反，在全负荷范围内可使废气温度降低约 100K，在高负荷下燃油耗最多可降低 20%。与传统的外部排气歧管相比，这种整体式排气歧管的废气流动途径明显缩短，因此在发动机瞬态运行时的壁面热损失保持在较低的水平。

为了在全球市场使用代用燃料和中等品质燃油情况下提高气门座的耐磨性，气门座锥角已加大到 120°。气门杆直径减小到 5mm，这样因气门质量减小而优化了气门机构的动力学性能，同时因气门弹簧力减小而减少了摩擦损失。火花塞已改用 M12 螺纹，从而使火花塞螺纹与气门座之间的鼻梁获得最佳的强度。通过有限元

图 4-207　集成排气歧管的气缸盖

法的仔细计算，即使气缸盖的几何形状较前复杂得多了，但是其重量增加了不到 1.2kg。EA211 – TSI 直喷式汽油机的四气门气缸盖由 AlSi10Mg（Cu）铝合金采用金属模铸造而成，并进行相应的热处理。

（3）曲柄连杆机构和活塞组

在开发新的汽油机系列时，减少摩擦成为一项优先考虑的重要工作，其中最重要的措施是在装备模块化标准部件的不同机型上将主轴承直径从 EA111 机型的 54mm 减小到 42 ~ 48mm。连杆在其大头轴承部位实现轴向导向，以便能使曲轴更坚固些，它们补偿了因轴承直径缩小所引起的刚度方面的损失，结果由于较大的弹性变形和摩擦的降低获得了与 EA111 机型相当的曲轴声学性能。与老机型一样，曲轴和连杆都由钢模锻而成。通过运用最新的有限元和 NVH 计算方法成功地使曲轴重量减轻了 20%（图 4-208），连杆重量最多减轻 30%（图 4-209）。曲轴连杆轴颈被钻孔成空心的。

连杆小头被设计成梯形。连杆的几何形状和尺寸在锻模中就已成型，它是根据连杆的承载能力优化重量设计而成的。

活塞是全新设计的，其顶面几乎是平的，因为正如迄今为止通常的设计方案那样缸内混合气形成是不采用活塞顶壁面导向的，因而就能减轻活塞的重量，同时活塞顶面的温度也较均匀。为了优化摩擦和降低机油耗，活塞环的设计已经过仔细的匹配而确认其有效性。为了减小摩擦，其装配间隙已被放大，同时通过略微加大活塞销的偏心度和精致的活塞磨削几何形状能进一步改善活塞运行的声学性能。

（4）冷却液循环回路

新型 EA211 汽油机系列所有 TSI 机型的冷却系统（图 4-210）都具有用于发动

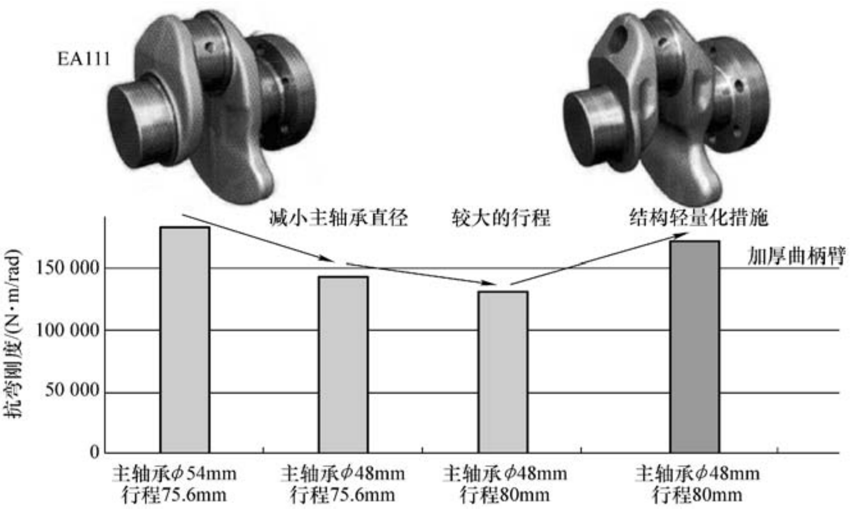


图 4-208　重量优化曲轴的刚度开发

图 4-209　重量优化的连杆

机冷却的高温回路和用于间接冷却增压空气的低温回路。低温冷却液回路由一个电动冷却液泵进行循环，因而可按需要全可变地控制，在车辆惯性滑行行驶时可用于冷却废气涡轮增压器。而高温冷却液循环回路则行使冷却发动机的功能，它由机械式冷却液泵来循环，而后者被设计成带有整体式冷却液温度调节器的冷却液泵模块，该模块被直接安装在气缸盖靠变速器一侧的端面上。用于气缸体冷却的膨胀石蜡式节温器能确保气缸套保持在一个较高的温度水平恒定不变而与主冷却液循环回路无关。第二个节温器用来调节与汽车散热器的通断，它将冷却液温度调节在 87℃，以有利于达到降低摩擦与效率最佳的点火正时之间尽可能最好的折中。冷却液泵的总效率已被提高到 50% 以上，这就意味着比当今量产使用的冷却液泵最多改善了 40%，而且整个冷却液循环回路已对节流损失进行了优化。

（5）废气涡轮增压器

新型 EA211 汽油机系列的所有机型都使用全新开发的单涡道废气涡轮增压器，

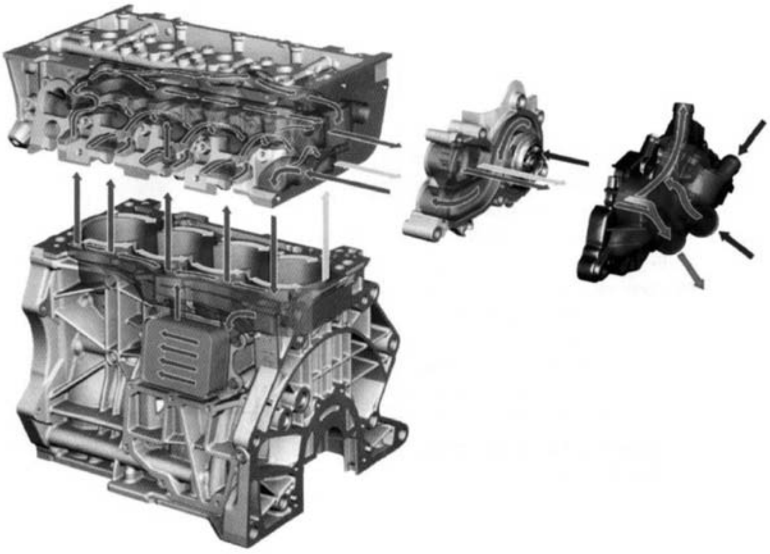


图 4-210　气缸盖与气缸体分开冷却的冷却液循环回路

排气歧管集成在气缸盖中以及由此所形成的独特的废气流动状况是开发新涡轮增压器最重要的边界条件。这种涡轮增压器已针对低速高转矩以及用丰满的转矩特性曲线获得良好的瞬态性能进行了优化。功率为 103kW 的 1.4L－TSI 直喷式汽油机在 1500r/min 时就已达到了 250N · m 的最大转矩，这意味着比老机型改善了 25%（图 4-211）。增压器分别按 3 种功率等级（功率为 63kW 和 77kW 的 1.2L－TSI 机型、功率为 90kW 的 1.4L－TSI 机型、功率为 103kW 和 110kW 的 1.4L－TSI 机型）进行设计和优化。所有增压器变型的转子都是按最高 950℃ 废气温度设计的，其特点是转子直径较小，相应的惯性矩也就较小，因而达到了高的效率水平。

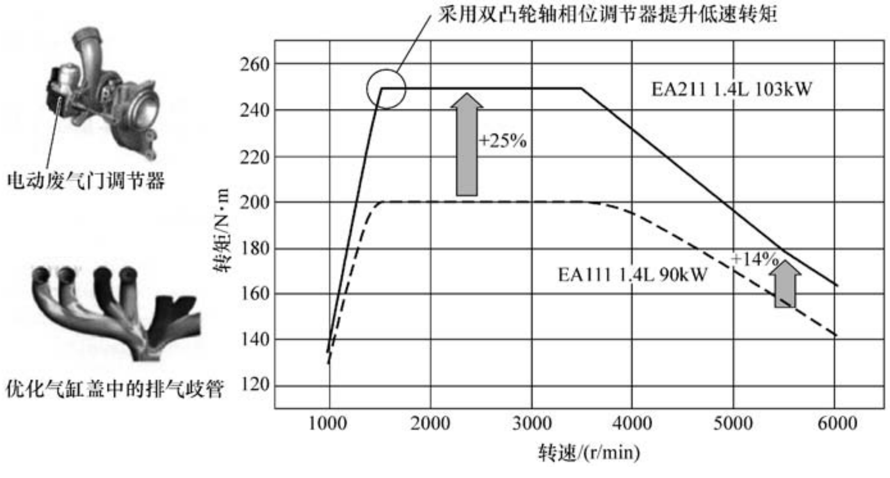


图 4-211　EA211 系列 TSI 直喷式汽油机转矩的提升

涡轮增压器的废气门由新开发的电动调节器来控制，因此能够与其所处的压力

环境无关而在任何时候都能被调节到所期望的位置。这种调节器动作迅速且精确，它在关闭位置与最大开度之间的调节时间仅 110ms，这对改善增压器的声学特性和发动机的加速响应性能产生了有利的效果。

废气涡轮增压器与发动机外围设备的接口在所有情况下都是相同的，这样所有机型就能使用相同的气缸盖、废气装置以及机油和冷却液管路。由于排气歧管集成在气缸盖中，因此就能成功地将废气涡轮壳的 4 孔连接法兰设计得较轻薄，与以往的传统结构形式相比，增压器的重量减轻了 2kg 以上。

4. 13. 5　进气道开发及其燃烧过程的优化

在开发进气道过程中，证实被大众公司命名为自动零件优化（AMO）方法是一种理想的开发工具。它将 EA111 系列中 1. 4L – TSI 直喷式汽油机的进气道作为进气道开发的原始基础，据此运用计算流体动力学（CFD）模拟计算查明 EA211 系列 TSI 机型的流量系数和滚流值，其目标是寻找到高流量和强烈充量运动的最佳值。由数学模型寻找 5 种进气道，并用三维模拟方法对它们进行评价。将其中 3 种进气道浇铸成实体模型，并在流动试验台上进行测量来确认预选方案。所选择的这些进气道方案在燃油耗、运转平稳性和排放等方面都显示出了最好的试验结果，它们的滚流值明显高于 EA111 系列 TSI 机型，而其流量系数仅略有逊色。这种进气道设计成为了优化 EA211 系列机型燃烧过程的基础，并运用计算流体动力学（CFD）模拟计算方法支持这种优化工作，其中一个主要的重点是使燃油喷束特性与缸内充量运动相互协调配合。

基于小型化 TSI 直喷式汽油机的单位负荷较高，多孔喷油嘴与高喷油压力相结合，不仅在最小喷油量时而且在全负荷工况为混合气准备获得了最佳的折中，运用模拟技术方法能够优化多孔喷油嘴的喷束特性、喷油器每循环的喷油次数及其间隔，以及它们与缸内充量运动的协调配合。每循环最多能够进行 3 次燃油喷射，从怠速运转直至高达 4000r/min 转速范围内的全负荷都进行多次喷射，喷油压力最高可达 200bar。由新设计进气道产生的稳定的充量滚流流动与圆周上不对称分布的 5 孔喷射油束相结合，使得能够放弃在最小负荷和诸如催化转化器加热运行工况等特殊条件下用于引导混合气形成的活塞顶凹坑。

火焰前锋能够从火花塞开始沿径向均匀传播，因而即使在边界运行范围内也不会产生爆燃源，因此紧凑的燃烧室设计具有均匀且较短的火焰传播途径、向边上伸展的火花形态以及燃烧室中高的扰流动能产生了以下良好效果：

- 改善了部分负荷范围内残余废气的相容性。
- 降低了爆燃倾向。
- 提高了燃烧效率。

4. 13. 6　爆燃极限和燃烧速率对燃油耗的影响

为 EA211 系列 TSI 直喷式汽油机开发的燃烧过程具有高的燃烧速率，从而降

低了爆燃倾向，这对降低燃油耗产生了非常有利的效果。沿着全负荷特性曲线燃烧持续期缩短了约10°曲轴转角，即使压缩比从10.0提高到10.5（在按ROZ95高辛烷值设计情况下），燃烧重心也处于较早的位置，同样爆发压力也要比EA111系列机型出现得早些，同时也要高一些。总的来讲，EA211系列机型的比燃油耗最多可降低20%（图4-212）。

即使在部分负荷情况下，燃烧过程也能使燃油耗降低，其中提高压缩比和残余废气相容性是主要的影响因素。因为进一步避免了壁面润湿现象，因此即使在发动机很冷的情况下也能形成较浓的混合气。

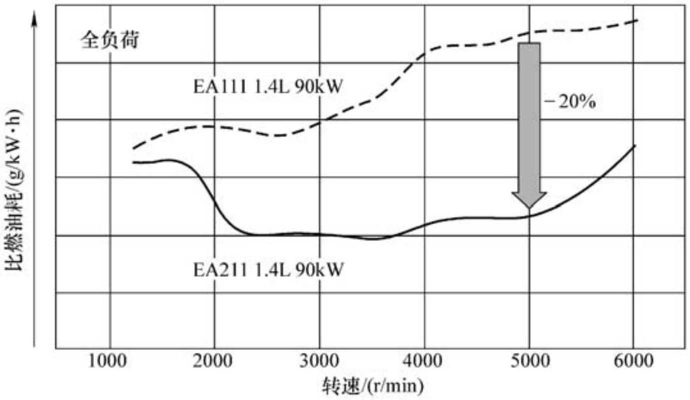


图4-212　全负荷燃油耗特性的改善

4.13.7　燃油耗和废气排放

新的EA211系列汽油机成功地进一步降低了燃油耗，1.4L－TSI直喷式汽油机的新欧洲行驶循环（NEDC）燃油耗比EA111系列机型降低了8%～10%。装备标准部件的横置式模块化发动机（MQB）与车辆的全面优化相结合可使紧凑型轿车（Golf或Audi　A3）的平均燃油耗处于大约5.0～5.2L/100km范围内，这相当于CO_2排放量为120～125g/km，而功率为103kW的1.4L－TSI直喷式汽油机在具备气缸切断功能的情况下甚至最多可节油20%，这种新的气缸管理功能作为单项措施就可使燃油耗降低大约0.4L/100km或相当于8gCO_2/km，特别是在低的负荷和行驶速度情况下还能获得更大的节油潜力。

综上所述，大众公司以这种新型的EA211系列汽油机来满足大众集团提高未来轿车机动性的苛刻要求。由于其前端结构长度最多能缩短18%且应用了模块化结构形式，因此这种新的动力总成能较完美地应用大众集团横置式模块化发动机的标准部件（MQB）。EA211－TSI直喷式汽油机的新欧洲行驶循环（NEDC）燃油耗最多可降低10%，如果装备主动气缸管理系统，燃油耗甚至最多可降低20%，用户在实际使用中可期望获得类似的燃油耗优势。如果用户轿车绝大多数时间短途或

在低温下行驶，那么可从新颖的智能型热管理中获得好处。若用户轿车的发动机经常在高负荷下运行，则因排气歧管集成在气缸盖中能降低全负荷燃油耗而获得很大的收益。这种新设计方案的另一个效果就是改善了乘客车厢的采暖效果。特别是，这种新型的 EA211 系列方案即使在混合行驶中也能取得非常有利的效果。缩小的轴承直径、活塞和气门机构方面的改进、新型齿形带以及可调式机油泵等措施可使基础摩擦最多降低 30%。仔细的发动机结构轻量化设计对于整车达到重量和 CO_2 排放目标也做出了很大的贡献。

4.14　宝马模块化发动机平台

宝马（BMW）公司通过正在开发的高效动力学发动机系列，首次跨越汽油机和柴油机动力总成，致力于打造公司独特的动力总成模块化标准部件方案，通过采用纵置和横置安装方式以及用气缸数改变排量，已经覆盖了现有的发动机型谱，并且通过对性能具有重要意义的结构特点方面的差异化获得了最佳的发动机系列。

4.14.1　模块化标准部件的拓展

经过以往几代发动机的发展，BMW 公司动力总成的模块化标准部件已经历了连续不断的开发，同时就直列式发动机而言，其通用化率已远超过 60 %，并且基本上是在燃烧过程（汽油机或柴油机）中处于重要地位的所谓“水平标准模块化部件”（“水平”指同类发动机不同缸数机型之间，参见图 4-217），因此根据进一步开发的边界条件，向在汽油机和柴油机中占有明显较大应用范围的“垂直标准模块化部件”（“垂直”指汽油机与柴油机之间，参见图 4-217）方向拓展是开发新一代发动机的主要目标。推动这方面工作进展的因素来自于制造、开发和采购，当然首先是产品的品质（图 4-213），其中：

- 通过统一用于汽油机和柴油机的基础发动机平台来协同开发与制造。
- 由多个生产基地实现生产的灵活性（汽油机/柴油机，3、4 和 6 缸机型）。
- 掌控越来越多的变型机多样化。
- 统一与汽车的接口。
- 缩短推出新的变型机的反应时间间隔。
- 通过减少方案和零件多样化提高品质水平，并提供更多保证。
- 提高采购集约化和工业化程度。
- 为满足当今和未来在燃油耗和废气排放方面的要求提供基础。

使汽油机与柴油机达到最大的通用化程度，BMW 公司确定新型模块化标准部件的前提和挑战是按照汽油机和柴油机各自燃烧原理达到最佳性能设计，以确保在同类机型竞争中处于顶尖地位。

图 4-213　目标设定和推动因素

4. 14. 2　模块化标准部件的构建

新型柴油机和汽油机模块化标准部件定位于单缸排量为 0. 5L 的 3 缸、4 缸和 6 缸机型，从而可获得 1. 5L、2. 0L 和 3. 0L 排量。新一代发动机的应用始于 2014 年春季，其 3 缸和 4 缸机型（图 4-214）搭载于新型 Mini 轿车上。柴油机和汽油机都具有的布置在燃烧室中央的喷油器和废气涡轮增压作为发动机统一结构的基础。按照“尽可能多的共性，按需差异”的原则，BMW 公司首次持续不断地应用柴油机和汽油机普遍适用的模块化标准部件。除了诸如缸心距、气缸体曲轴箱结构高度、气缸盖和主轴承螺栓间距、平衡轴以及与汽车的接口等基本尺寸之外，全铝结构形

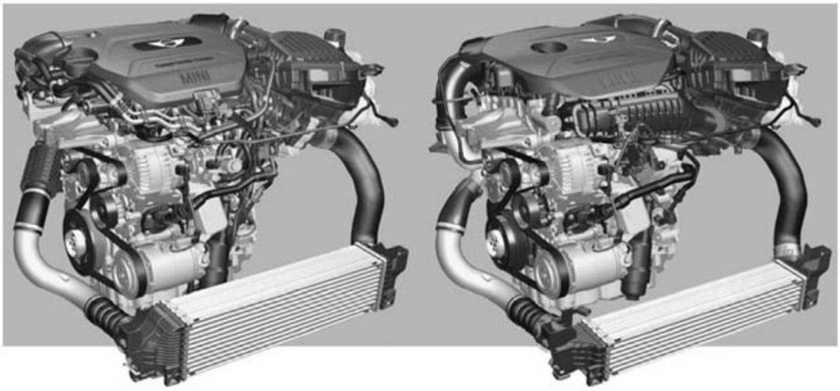


图 4-214　搭载于新型 Mini 轿车上的柴油机（左）和汽油机（右）

式也属于这些发动机的共性，而且这些发动机都在相同的生产线上进行加工和装配。

模块化标准部件的核心元素是对于柴油机和汽油机综合使用性能最佳的单缸排量为 0.5L 的最佳气缸单元（图 4-215），它们具有统一的 91mm 缸心距，而其气缸直径和活塞行程可毫无折中地用于各自的燃烧过程（汽油机：缸径 82mm，行程 94.6mm；柴油机：缸径 84mm，行程 90mm）（图 4-216）。这种新发动机系列的 3

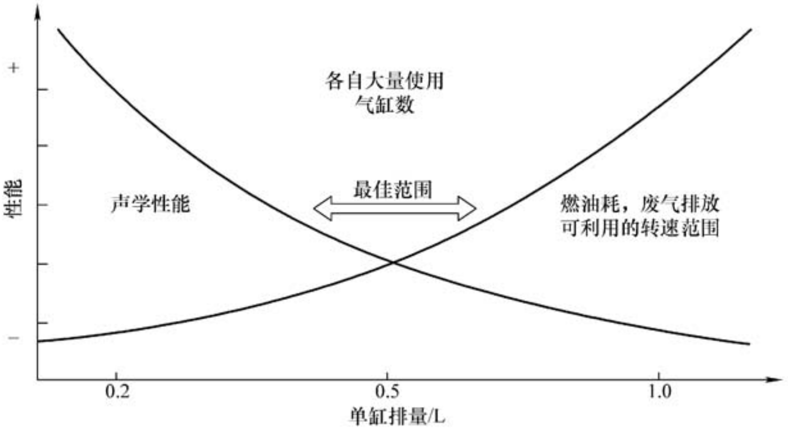


图 4-215　综合使用性能最佳的单缸排量范围（图解示意）

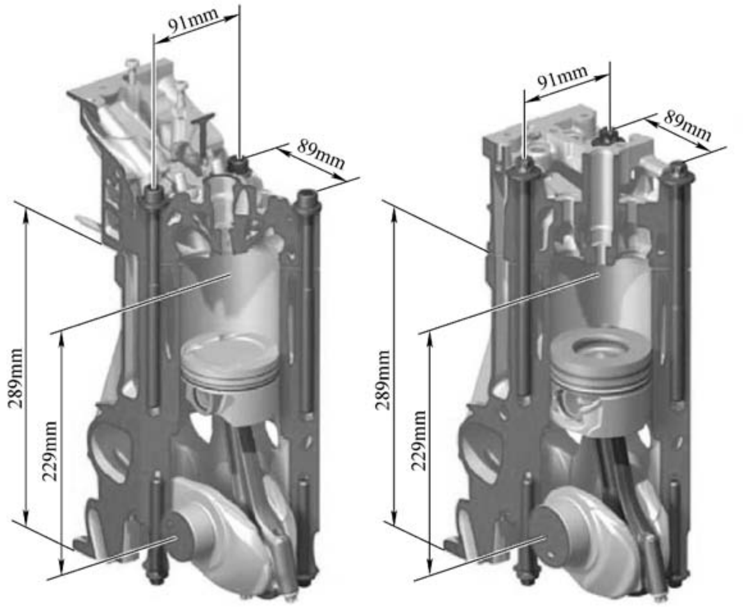


图 4-216　汽油机（左）和柴油机（右）的气缸单元剖视图

缸和 4 缸机能够在各种不同的汽车结构中横向和纵向布置，而 6 缸机则只能纵向布置。对于 BMW 公司的车型而言，0.5 L 单缸排量从各方面来讲都是最佳的。较小的单缸排量通常振动较小，具有较为良好的声学性能，特别是具有较小的摩擦和较高的热力学效率。因此，在考虑到必要的转速范围、循环燃油耗和实际使用燃油耗以及废气排放的情况下，BMW 选择了 0.5 L 作为柴油机和汽油机的最佳单缸排量。

与燃烧过程无特殊关系的部件和系统应使柴油机与汽油机之间尽可能通用，例如发动机传动端的正时传动机构被设计成分为两部分的链传动，用于机油和真空回路的串联泵用单根链传动并布置在油底壳中。柴油机与汽油机之间零件的通用化达到 30% ~40%，结构设计相同的零件数量也明显较多，而柴油机或汽油机本身的零件通用化率则达到 60%（图 4-217）。在柴油机或汽油机系列内部，气门传动机构的零件总是相同的，链传动机构则可作为结构设计相同的系统的例子，而它在发动机接口方面却是统一的，但是在汽油机和柴油机上已对其承载能力进行了仔细的匹配。

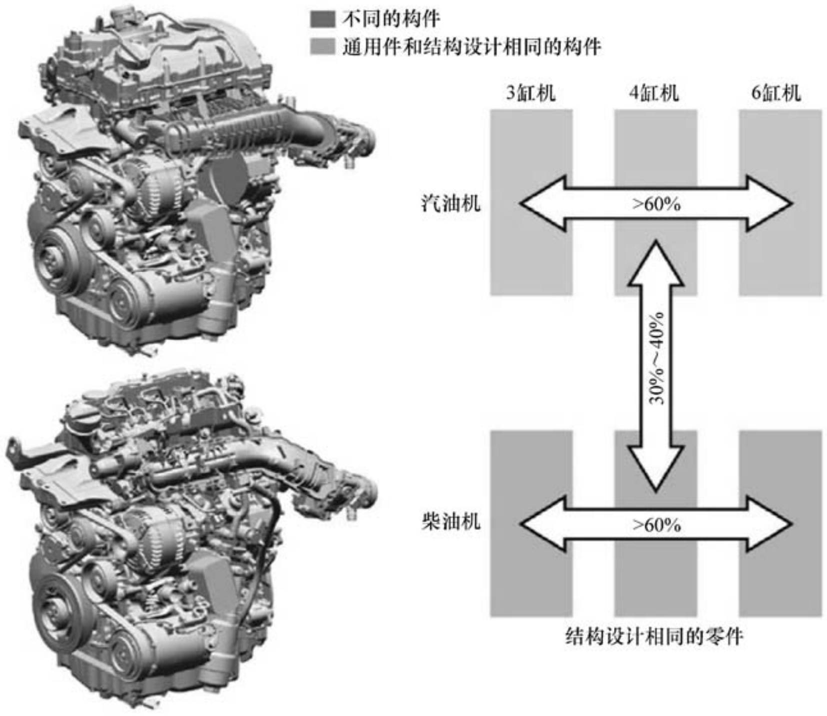


图 4-217 新型模块化发动机标准部件的通用化

特别注意到柴油机和汽油机与汽车接口的统一设计（图 4-218），而且在两种发动机上的安装位置和角度是相同的。包括用于原始空气、冷却、汽车电缆束、发动机支架、变速器或空调管路等连接点在内，发动机安装在汽车上总共有 10 个接口，它们都是统一由模块化标准部件连接的，这样就减少了汽车装配车间中变型的

数目，从而使装配具有很大的灵活性。

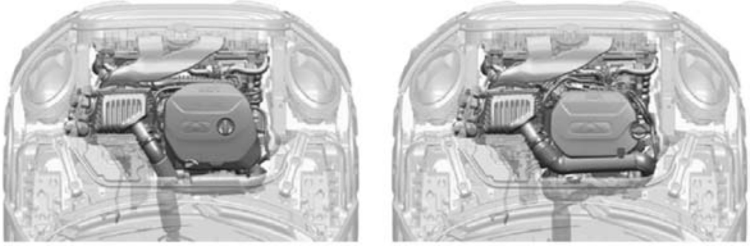


图4-218　在汽车上的接口

实现内容如此丰富的模块化标准部件，在产品开发的初期阶段，产品开发、采购和生产之间就必须非常紧密地协调配合，而且在初期阶段就必须非常完善地详细开列出对部件和系统的要求，并在整个工艺链中严格地予以实施转化，以实现模块化标准部件构建的有利效果。除了相应产品的模块化标准部件之外，同时还确定了生产中所使用的汽油机－柴油机工艺用标准部件，并在生产中普遍实施。

4.14.3　模块化发动机标准部件简介

除了通用件之外，模块化发动机系列所有的标准部件还包括许多结构设计相同的构件。下面将分别介绍用于这两种类型发动机的系统和部件实例，例如通用件有气缸体曲轴箱、机油滤清器模块、油底壳和齿轮传动室罩盖等（图4-219），而结构设计相同的构件有机油－真空泵、带传动、冷却液泵和平衡轴等（图4-220）。

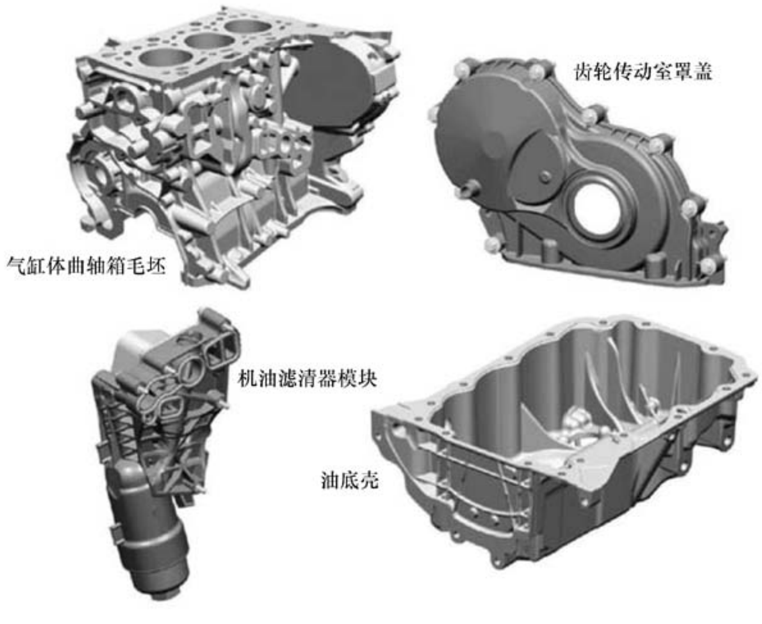


图4-219　模块化标准部件中的通用件实例

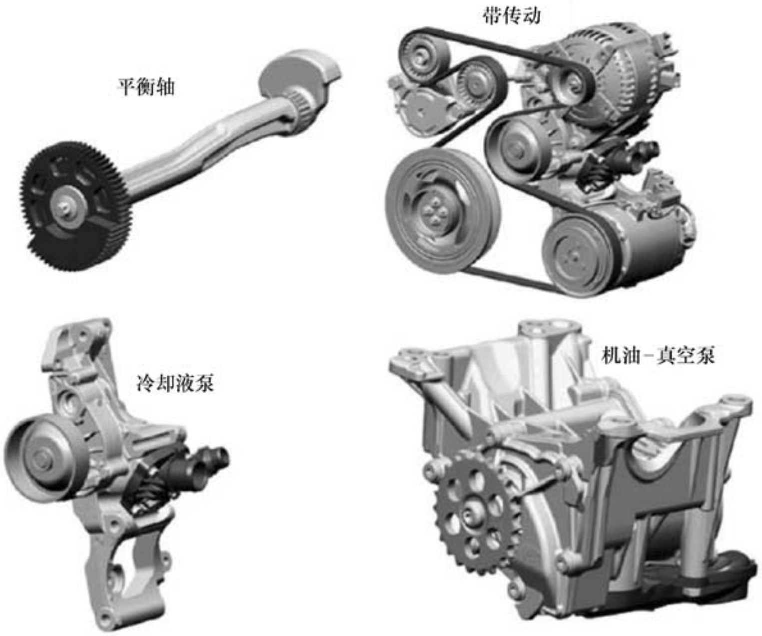


图 4-220　模块化标准部件中的结构设计相同构件实例

（1）气缸体曲轴箱

作为 BMW 公司新型柴油机和汽油机系列的重要基础，气缸体曲轴箱按照开发目标确定了统一的结构特点，使 BMW 公司迄今所应用的结构达到了整体的优化。它利用了迄今汽油机所保留的技术（例如涂层气缸工作表面）以及迄今仅柴油机所应用的技术（例如高强度轴承和热处理、深裙和顶面封闭式气缸体曲轴箱结构以及整体式平衡轴）。

对开发气缸体曲轴箱的挑战在于，一方面能够利用所有发动机变型（汽油机和柴油机，纵置和横置式）相同的接口发挥尽可能多的协同作用，另一方面在能形成性能优势的部位又要有所差别。在 3 缸汽油机和柴油机上，用复式金属模制造的整体式铸铝毛坯形状就是这样应对这种挑战的。首先在一系列制造加工方面有所区别，此外则要设计相同的基础发动机介质流动通路，与机油滤清器模块、机油泵、冷却液泵、变速器、发动机支架和起动机的接口以及用于加工和装配的紧固方案，这样就可能在相同的生产线上实现汽油机和柴油机变型的柔性生产，而在例如气缸直径、主轴承座孔直径以及轴承盖方面则又有所区别。

（2）机油滤清器模块

整体式气缸体曲轴箱的特点使得能够应用统一的机油滤清器模块，它是纵置和横置式 3 缸和 4 缸汽油机和柴油机的通用件。这种塑料结构形式的机油模块将机油滤清器与机油冷却器组合成一个紧凑的整体形式，而不同的冷却要求则由发动机机油－冷却液热交换器的模块化结构尺寸来满足。

（3）油底壳

对于这些模块化标准部件发动机而言，发动机在汽车上的安装位置是统一的。无论考虑到汽油机还是柴油机的要求，因与气缸体曲轴箱、发动机支架和变速器的接口是相同的，因此用于这两种类型发动机的油底壳毛坯在各自车型和驱动方式（前驱动、后驱动和全驱动）下都是统一的，通过制造加工就能够满足不同的要求（例如传感器的安装）。这些模块化标准部件发动机的油底壳都是用铝压铸而成的，采用这种工艺是必要的，因为变速器连接在油底壳上，它起到了发动机－变速器连接的加固作用，而在发动机横向布置时（3 缸和 4 缸发动机），摆动支承的连接以及全驱动时前桥变速器的连接，则还提出了进一步的强度要求。

（4）齿轮传动室罩盖

用于 3 缸和 4 缸汽油机和柴油机的齿轮传动室罩盖也是通用件。这种塑料结构形式的罩盖安装在发动机前端，盖住平衡轴－齿轮传动机构，它既包括曲轴径向密封圈，也包含有与气缸体曲轴箱和油底壳的静态密封。这种方案的优点是重量轻、整体式密封和预装配连接构件，并且也简化了装配工作。

（5）机油/真空泵

BMW 公司这种新型模块化标准部件发动机的机油泵与真空泵组合成一个整体式单元结构，它与发动机的连接接口对于汽油机和柴油机动力总成是相同的，这样就能够采用统一的机油/真空泵方案，而汽油机和柴油机对机油压力及其体积流量的不同需求则通过机油泵内泵油齿轮组尺寸的调整予以满足。因机油泵的设计方案相同，诸如机油进油管、特性曲线场调节阀和紧固螺栓都可使用统一的零件。若机油泵设计成全可变滑片泵，那么其体积流量则能借助于特性曲线场调节阀按需进行调节。安装在同一根驱动轴上位于机油泵后面的真空泵也是结构设计相同的部件。

（6）带传动

气缸体曲轴箱统一的结构设计还能使 3 缸、4 缸和 6 缸汽油机与柴油机上的带传动也成为模块化标准部件。根据特定的组装要求，仅有专门用于横置和纵置发动机的两种不同的带传动布置形式，可根据各自配套车型的要求采用。发动机辅助设备统一布置在进气侧，以便使燃烧过程专用的增压器和废气后处理装置在排气侧能获得尽可能大的自由空间。带传动与发电机、冷却液泵、空调压缩机和曲轴带轮具有统一的连接部位，这样就为各个辅助设备准备了足够大的宽度，因而降低了连接的复杂程度，使开发、采购和制造的整个过程链非常协同。通过预紧力和带曲线使所有的发动机都获得了摩擦优化的单带传动。带传动中所有的带轮尺寸在各自的汽油机和柴油机上都是统一的，而带张紧轮、转向轮以及发电机和空调压缩机也都是通用件。此外，在带传动设计中也已考虑到了由发电机（起动机－发电机系统）来承担发动机的起动功能。

（7）冷却液泵

模块化标准部件发动机的机械式冷却液泵也是由发动机传动的部件。与用于纵置和横置发动机变型的两种不同带传动类似，冷却液泵也有两种不同的集成方案。在基本结构设计中，即使汽油机和柴油机对冷却液的需求量不同，但是仍达到了很

高的通用化程度。在壳体零件、带轮和轴承相同以及统一的辅助设备支架情况下，通过叶轮的变化和动态压缩的设计来满足柴油机和汽油机的特殊要求，并且在冷却液泵的基本设计方案中已考虑了冷却液需求量可变和可开关的可能性。在横置发动机上，冷却液循环回路中的节温器调节被设置在冷却液泵单元中，根据使用情况应用传统的或按特性曲线场调节的节温器。

（8）平衡轴

用于汽油机和柴油机的平衡轴单元的布置和传动在结构设计上是相同的。在3缸和4缸发动机上，平衡轴被集成在气缸体曲轴箱中，并通过齿轮机构由曲轴驱动。两种机型在发动机设计条件方面的差别在于，平衡自由惯性力和惯性力矩所必需的质量比以及传动齿轮仔细设计时有关隔离或夹紧的方式，因此要考虑燃烧基本条件不同的转换瞬间以及确保齿轮传动最佳的声学性能。

4.14.4 降低 CO_2 排放的措施

按照 BMW 公司高效动力学的理念，新一代柴油机和汽油机被设计得具有尽可能小的摩擦损失和最好的热力学效率。汽油机采用 BMW 公司非常高效的双动力－涡轮技术运行，并与缸内汽油直接喷射、全可变进气门控制和双涡道废气涡轮增压相结合，而柴油机采用的双动力－涡轮技术的突出特点是共轨高压直接喷射和可变涡轮几何截面涡轮增压器（图4-221）。

图4-221　双涡轮技术功能模块

首次推出的3缸1.5 L柴油机和汽油机具有显著降低 CO_2 排放的潜力，其重要的原因是具有较有利的暖机运转性能、较小的摩擦功率、较小的排量以及由此而使

运行工况点向高效率特性曲线场范围移动。这些发动机的燃油耗在其功率范围内处于顶尖的位置，因此 3 缸汽油机的 CO_2 排放比 4 缸 1.6L 的老机型降低了 6.2%。而在动力性能方面，高升功率的 3 缸发动机也具有相应的潜力，该发动机系列覆盖了 55～100kW 的功率型谱，而在新型 BMW i8 轿车上则搭载了 170kW 的汽油机机型。

通过基础发动机持续不断的优化、昂贵的热管理系统以及采用诸如按需调节的辅助设备、按特性曲线场调节体积流量的机油泵、低黏度机油以及起动－停机自动控制系统等一系列的节油技术，达到了最低的 CO_2 排放值。这些新型的柴油机和汽油机都能满足已生效的欧 6 废气排放法规的要求，采用相应的废气后处理系统还能达到 SULEV 法规的限值。

综上所述，BMW 公司在直列式发动机上采用了用于产品和工艺的新型紧凑的模块化标准部件，重新调整了其发动机开发策略。汽油机与柴油机以及 3 缸、4 缸和 6 缸机型之间具有高的通用化程度，使得在产品开发、汽车集成和生产中达到了高度协同。原则上从现有发动机那里继承了久经考验的 BMW 公司独特的核心技术，而全新的开发又进行了进一步的优化，使之更为精致高效。所有的发动机都具有喷油器中置的直接喷射和废气涡轮增压。这些发动机是 BMW 公司高效动力学策略非常重要的成果，即使显著提高了动力性能，但对进一步降低 BMW 公司平均燃油耗仍做出了重要贡献。

4.15　沃尔沃模块化发动机平台

2013 年，沃尔沃（Volvo）公司开发出了一种被命名为“Volvo 发动机结构（VEA）”的全新发动机平台，其中的汽油机和柴油机具有相同的缸心距，气缸直径和活塞行程也是相同的，它们的共同特点是明显的小型化、模块化、高的升功率和低的燃油耗。以往，Volvo 公司的发动机采用 4 缸、5 缸、6 缸和 8 缸，现在气缸数被减少到最多 4 缸。除此之外，持续不断的模块化结构和紧凑的动力总成外形尺寸为在底盘开发、发动机前置车型方案和被动安全性等方面提供了新的自由度。VEA 发动机系列由 8 种机型构成，其中 3 种机型已于 2013 年秋季上市。

Volvo 公司在 VEA 发动机系列中以新颖的方式利用了模块化标准部件原理。所有的汽油机和柴油机（图 4-222）都具有相同的缸心距，它们的气缸直径和活塞行程也是相同的，气缸排量统一为 2.0L。这些发动机均在同一条流水线上生产。严格的模块化原理可使结构配置高柔性地适应这些发动机各自市场的要求，并使例如 Volvo 公司这样中等大小的汽车制造商能够经济合理地组织生产而有利于降低生产成本。

VEA 系列动力总成中的 4 缸机型，它们只需要较小的安装空间，对发动机前置车型的装配具有众多的有利效果：因它只需要相对较小的发动机舱，因而为前车轮悬架较昂贵的解决方案获得了空间，此外它还允许采用较短的前悬架，简化了汽车碰撞时的碰撞管理。

由于对增压系统、燃烧系统和喷油系统进行了深入的开发，VEA 系列的顶级

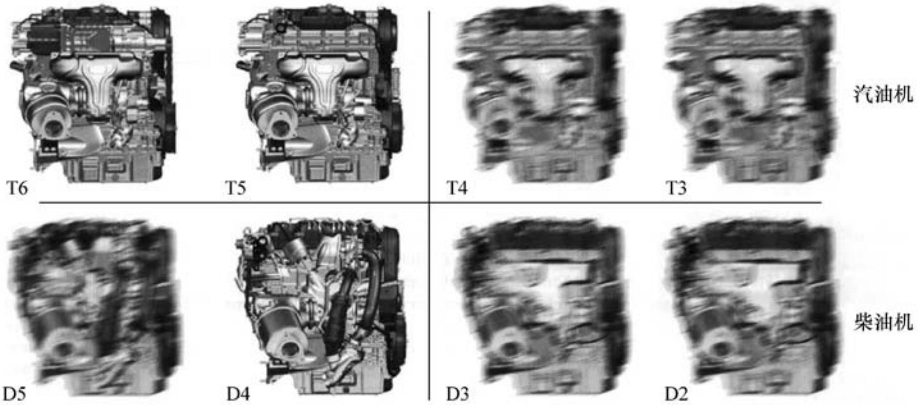


图 4-222　Volvo 汽油机（T6，T5，T4，T3）和柴油机（D5，D4，D3，D2）平台
（左：高功率机型，右：普通滚流机型）（图中模糊表示的机型将于较晚时候投放市场）

机型达到或超过了迄今为止 5 缸和 6 缸机型的功率水平。新型 T6 直喷式汽油机（图 4-223）以其高的升功率挑战了当今最高等级的动力装置（图 4-224），而且十分重视降低燃油耗，通过降低摩擦功率和流动损失、高效增压、高的热效率以及高效的热管理使得冷起动后发动机快速预热和有效的废气后处理已达到了上述目标。

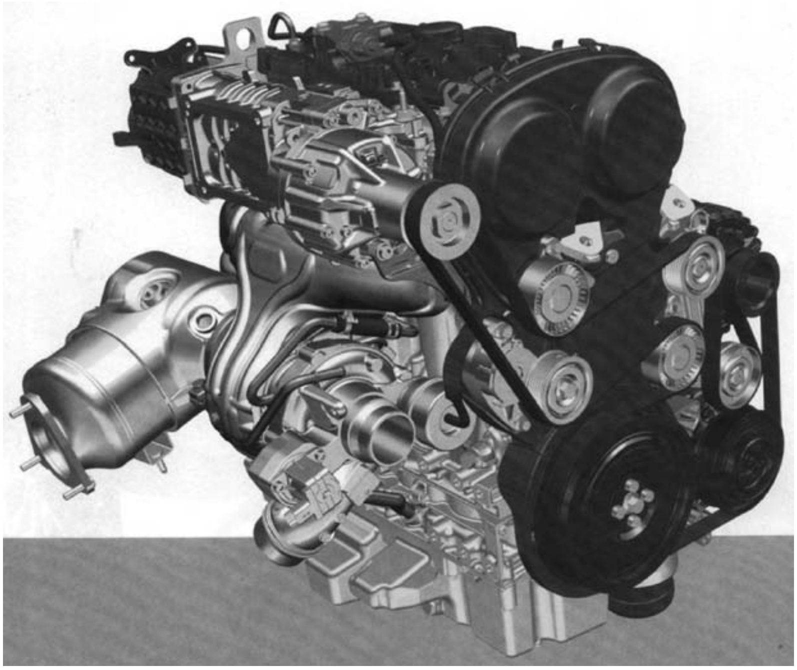


图 4-223　Volvo 新型 T6 直喷式汽油机

VEA 系列中的首批 3 种机型已于 2013 年秋季上市，它们是 T5 和 T6 直喷式汽

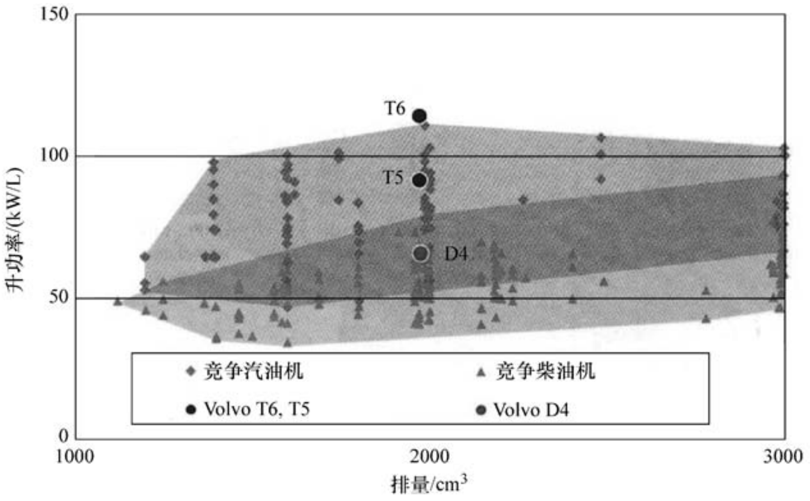


图 4-224　T6、T5 和 D4 机型升功率与竞争机型的比较

油机和 D4 直喷式柴油机，其余功率机型将逐步投放市场。表 4-21 归纳了 VEA 系列发动机最重要的技术和性能数据。

表 4-21　新型 VEA 系列发动机的主要技术和性能数据

		汽　油　机				柴　油　机			
发动机型号	—	T6	T5	T4	T3	D5	D4	D3	D2
功　率	kW	225	180	*140*	*111*	*170*	133	*110*	*88*
转矩（超增压）	N·m	400	350（380）	*300*（*330*）	*270*	*480*	400	*320*	*250*
压缩比	—	10.3	10.8	*11.3*	*11.3*	15.8		*16.0*	
爆发压力	bar	115	110	*95*	*90*	190		*140*	
增压系统	—	罗茨压气机/涡轮增压器+废气阀	单涡轮增压器+废气阀			带可变涡轮和废气阀的双涡轮增压器	双涡轮增压器+废气阀	单个可变涡轮增压器	单涡轮增压器+废气阀
缸心距	mm	91.0							
气缸直径	mm	82.0							
活塞行程	mm	93.2							
气缸数	—	4							
每缸气门数	—	4							
排　量	L	1.969							

（续）

		汽　油　机		柴　油　机	
主轴承直径	mm	60	53	60	53
连杆轴承直径/宽度	mm	50/24	50/22	50/24	50/22
活塞销直径/长度	mm	21/54	21/50	29/65	26/59
平衡轴	—	有		有	无

注：表中斜体字为暂定数据。

4.15.1　基础发动机的模块化

VEA 发动机系列具有统一的基本结构，它成为持续不断模块化的基础，所有的汽油机和柴油机都具有相同的 2.0L 排量，并被分成两个功率组。第一功率组包括高和中等功率机型，而强劲的柴油机的爆发压力则决定了发动机的外形尺寸。第二功率组包括功率较小特别是燃油效率较高的机型，而功率较小的柴油机机型能够将爆发压力降低到 140bar，接近汽油机的水平。在汽油机和柴油机变型上的许多零部件 100% 相同，例如曲轴、主轴承盖框架底座、机油泵、油底壳、辅助设备传动、发电机和空调装置压缩机等，而其余的零部件则具有很高程度的共同性，例如气缸体曲轴箱和平衡轴模块。

4.15.2　轻型结构方案

无论是柴油机还是汽油机都具有压铸铝的气缸体曲轴箱和主轴承盖框架底座（图 4-225）。主轴承盖加强镶铸件是球墨铸铁件，而气缸套则是灰铸铁的。除了柴

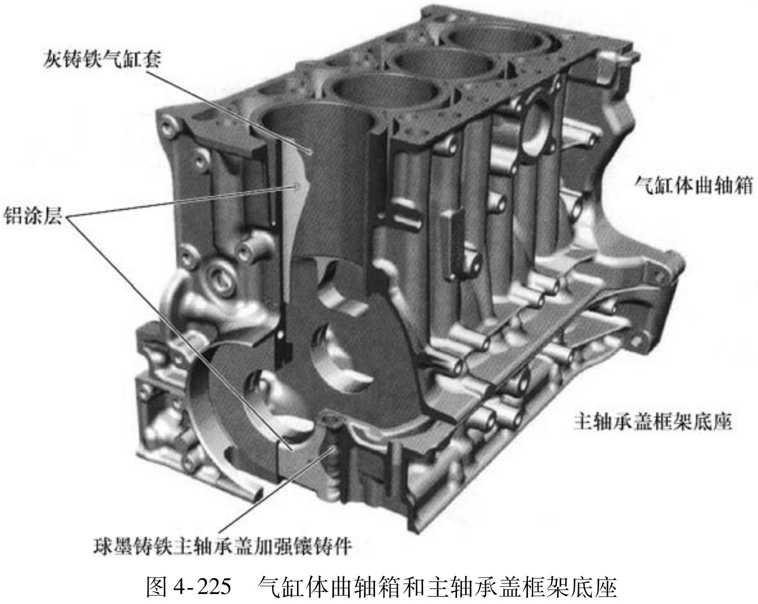


图 4-225　气缸体曲轴箱和主轴承盖框架底座

油机具有较高的结构高度和加强的气缸套之外，柴油机和汽油机的气缸体曲轴箱基本上是相同的。镶铸气缸套的外表面喷涂了共晶铝涂层，能够与压铸铝气缸体形成良好的结合，这比通常采用表面粗糙工艺的镶铸件的结合更为牢固，因而能改善气缸的圆度，从而能够减小活塞环的预张紧力。这种气缸体曲轴箱的设计及其铸造工艺在其重量或强度方面都能获得了非常好的效果。主轴承盖框架底座也采用了两种不同的设计，其中唯一的差别是主轴承直径。主轴承盖球墨铸铁加强镶铸件完全被铝包围，在高功率机型上它们在镶铸前其表面同样也要喷涂共晶铝涂层。

4.15.3　低摩擦曲柄连杆机构

为了减小轴承的尺寸，所有发动机机型的曲轴都是模锻的。高功率机型组与燃油耗优化机型组的主轴承直径是不同的，以便尽可能减少摩擦。主轴承盖框架底座与气缸体曲轴箱之间采用具有专利权的定位销可获得更好的定位精确度，而轴承的轴向同心度也能得以改善。

强劲的 D5 和 D4 柴油机使用相同的活塞，并带有由机油冷却的第一道活塞环槽镶圈。采用高强度衬套可减小活塞销直径。在 D3 和 D2 柴油机上，较低的爆发压力允许使用具有较小压缩高度的轻型活塞和较长较轻型的连杆以及较小的连杆小头衬套直径。轻型活塞能使惯性质量减轻 20%，从而可取消平衡轴。汽油机机型具有相似的活塞，仅仅因压缩比不同而活塞顶设计有所不同，而且活塞销也较短。汽油机和柴油机的活塞销都涂有类金刚石石墨（DLC）涂层。

活塞采用最先进的工艺技术明显降低了摩擦，其中涉及采用新的珩磨规范以及第一道活塞环采用以真空为基础的物理气相沉积（PVD）涂层有助于降低约 50% 切向力。所有的汽油机机型具有统一的活塞环设计。由两部分组成的刮油环的特点是减小了环高度和较小的刮油唇高度以及圆周表面同样具有类金刚石石墨（DLC）涂层。柴油机机型的活塞环组也是统一的。

4.15.4　气缸盖和气门机构

气缸盖的结构设计在很大程度上是以 Volvo 公司久经考验的可靠的 5 缸和 6 缸发动机为基础的，最重要的变化包括降低摩擦、提高升功率以及开发通用件及其用于汽油机和柴油机的共用接口。

汽油机的气缸盖因高的升功率而必须能承受非常大的热负荷，因此其材料选用 AlSi7 铝合金并进行 T7 热处理。横向流动冷却方案获得了出色的恒定的冷却效果，这种冷却方式也被用于柴油机机型。汽油机采用直接作用式气门机构和具有类金刚石石墨（DLC）涂层的免维修机械式挺柱。进排气凸轮轴均装有凸轮轴相位调节器，它们的带轮采用摩擦较小的滚动轴承。凸轮轴由灰铸铁制成，因为这种材料最适合于与气门挺柱之间的滑动接触。

在柴油机机型上，对气缸盖结构及其冷却水套进行了精心的设计，以便能够经受190bar的爆发压力和高的升功率。为了提高材料的强度和耐高温极限，Volvo公司开发了一种铸造过程中的新热处理工艺方法，例如采用冷的压缩空气有针对性的淬火就是属于此类工艺方法，它能导致明显改善的材料金相组织，使其中的树枝状晶体间距保持小于17μm，这种材料规格被命名为A317 T7。柴油机机型应用了采用滚轮摇臂、液力挺柱以及重量轻和材料硬度高的装配式钢凸轮轴。凸轮轴轴承定位套处的定位销确保了加工和装配时的精确定位，这能进一步降低运转时的摩擦。

4.15.5 采用可调式机油泵的润滑系统

VEA系列所有发动机的润滑系统设计是相同的。机油泵可全调节工作，一个电磁阀以转速、负荷和机油温度作为参数来调节机油压力，以便确保在所有运行条件下都有足够的机油供应。在低负荷运行工况活塞顶停止喷机油冷却，以减少摩擦损失，从而降低燃油耗和有害物排放。在必要时，机油泵才提高机油压力，并打开活塞冷却机油喷嘴。机油滤清器对于微小颗粒也具有非常高的滤清能力。即使在低负荷下机油温度也相对较高，因此一方面降低了摩擦损失，另一方面也改善了曲轴箱通风效果。

Volvo公司特意为VEA系列发动机开发了一种0W20级易流动润滑机油，它能明显减小摩擦。由于这种机油成分中的灰分较少，还有助于废气后处理系统获得紧凑的外形尺寸。

4.15.6 冷却系统

汽油机与柴油机的冷却系统设计有所不同，因为柴油机的散热在全负荷时较多，而在部分负荷和暖机运转时则较少。汽油机使用了一个功率为400W的电动冷却液泵，它减少了摩擦损失，并能改变冷却液流量，以至于冷起动后发动机能迅速达到正常运行温度。

Volvo公司在柴油机上应用了机械式冷却液泵，此时由气动调节阀来控制发动机快速预热所需的冷却液流量。为了确保在发动机暖机期间车厢内就能采暖，由一个功率为15W的小型电动冷却液泵提供来自气缸盖的单独冷却循环回路的热冷却液。废气再循环（EGR）的冷却液循环回路同样具有一个功率为15W的小型电动冷却液泵，它经过位于EGR冷却器后面的一个阀输送冷却液。为了使再循环废气达到较低的温度从而降低NO_x排放，EGR循环回路是按照低温度水平设计的。

4.15.7 用于不同功率的模块化增压系统

由于气缸排量是统一的，因而对于拓展VEA系列发动机功率等级而言，增压系统就是决定因素。由于对升功率的要求较高，因而有时需要应用两级增压系统

（图4-226），它们不仅用于汽油机而且也应用于柴油机。新的增压系统最重要的特点是其模块化结构，它们的安装位置及其与发动机的接口对于柴油机和汽油机所有的功率等级都是相同的。这种设计方案使得发动机搭载到汽车上时有统一的标准而与各自的车型平台无关。

为T5汽油机开发了一种带有整体式废气涡轮增压器的钢板排气歧管，与铸造排气歧管相比它具有较轻的重量和较小的热惯性。T6汽油机的增压系统包括一个机械驱动的罗茨压气机，它向大尺寸的废气涡轮增压器输送压力空气。在低转速时罗茨压气机自动工作，使得能够获得大的转矩，一旦随着增压压力建立转速提高而使废气涡轮增压器开始工作时它就脱开停止工作。

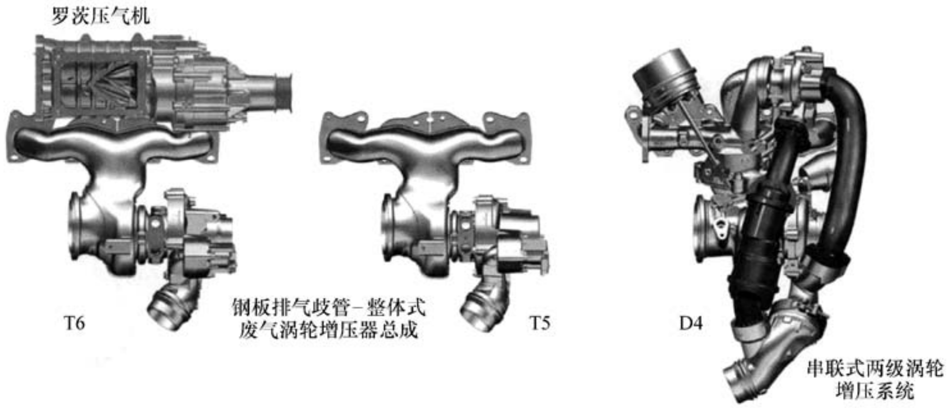


图4-226 模块化增压系统（自左至右：T6罗茨压气机+废气涡轮增压器，T5单级废气涡轮增压器，D4两级废气涡轮增压系统）

D4柴油机运用一种串联式两级废气涡轮增压系统，并于2008年已首次用于2.4L柴油机。这种优化的增压系统与改进的燃烧过程协调配合能够将升功率从66kW/L提高到71kW/L。两个废气涡轮增压器中较小的增压器能在低转速时自发地建立起增压压力。

4.15.8 气缸中央汽油直接喷射

汽油机的火花塞和喷油器都被布置在燃烧室中央，其形成的喷雾能获得非常均质的空燃混合气。这种中央汽油直接喷射能够在发动机起动时形成分层充量和最有效的催化转化器预热。采用这种喷油方式的VEA系列直喷式汽油机性能比喷油器侧置的直喷式汽油机更好，其优点是具有低的燃油耗，并能满足美国PZEV（英文Partial Zero Emission Vehicles的缩写，意为“部分零排放汽车”）废气排放标准要求。

滚流进气道能提高燃烧速度，使燃烧非常稳定，以至于能使用高EGR率，降

低泵吸损失，从而降低燃油耗。为了确保无爆燃燃烧，在冷却水套、进气道、喷油嘴方向和燃烧室几何形状等方面都进行了全面详细的优化，最终 T5 汽油机采用 10.8，而 T6 汽油机采用 10.3 的高压缩比。

4.15.9 柴油机燃烧系统

VEA 系列柴油机机型使用的共轨喷油系统是全球最新颖的，它将 2500bar 最大喷油压力与被称为智能高精度技术（i－ART＝Intelligent Accuracy Refinement Technology）的喷油量闭环控制相结合。这种技术基于每次喷油过程都会在燃油系统中产生压力波，从这种压力波就能获得有关燃油喷射精确的喷油时刻和喷油量的信息，在每个喷油器中都有一个压力传感器和一个用于数据传输与存储的小芯片，发动机电控单元用这些数据来计算实时喷油量，并进行相应的匹配调节。这种精确可靠的系统使发动机能够获得非常高的升功率、低排放、低燃烧噪声和高的热效率，而且还能自动补偿老化和磨损，从而使得发动机能在整个使用寿命期内稳定和可靠地运行。图 4-227 示出了燃油压力传感器在喷油器中的位置，而紧凑的电磁执行器被直接置于喷油嘴短针阀附近，它能与压电喷油器相似地快速开关喷油嘴针阀。这种电磁阀能以非常少的泄漏控制 3/2 伺服阀，因而能降低燃油泵消耗的功率和燃油耗。

图 4-227　具有燃油压力传感器和 2500bar 喷油压力的电控高压喷油器

柴油机的进排气道和燃烧室同样也是重新设计的，以便与汽油机结构相适应和获得模块化接口。由于这种进排气道具有优良的流动特性，使排气道能设计得相对较小而让较大的进气道设计能够利用到较大的空间。活塞顶燃烧室凹坑被设计得宽而浅，以便改善空气的利用以及减少活塞热损失和降低热负荷。出于升功率和升转矩方面的高要求，最高气缸压力已被提高到 190bar，压缩比被降低到 15.8。

4.15.10 模块化废气后处理系统

按欧 6b、US－ULEV 和 PZEV 废气排放标准设计的废气后处理系统也遵循汽油机和柴油机之间的模块化原理进行设计。在所有的机型上，涡轮出口和废气后处理系统部件的进口都位于相同的位置。氧化催化转化器系统设计得非常紧凑，第一个载体芯子位于废气涡轮增压器出口后面，而第二个载体芯子则旋转 90° 布置

（图 4-228），两个芯子之间不需要管道，这种专利布置形式具有非常低的流动损失，而且在第二个芯子中能获得均匀的流动分布，因而这种氧化转化器能确保短的响应时间和有害物的高效净化。

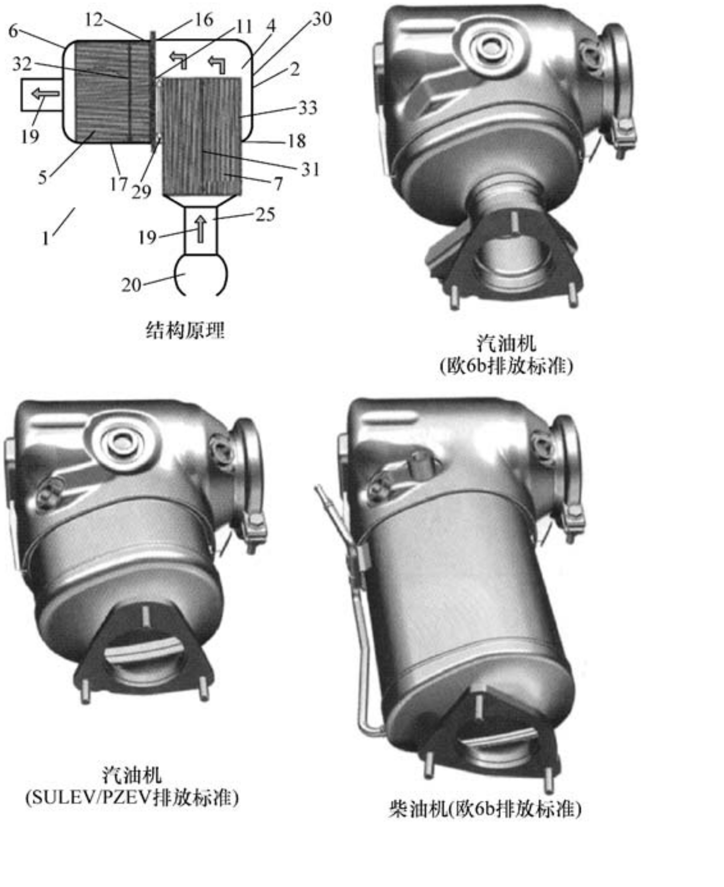


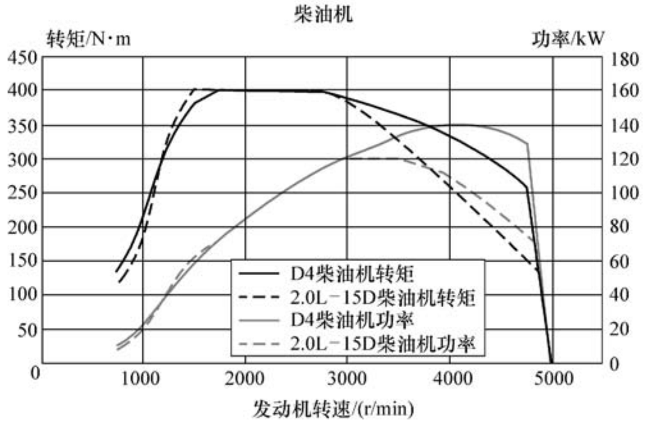
图 4-228　紧凑的专利废气后处理系统具有低的压力损失和均匀的流动过程

用于汽油机的三元氧化催化转化器的第一个芯子体积为 1.5L，而体积为 1.0L 的第二个芯子仅用于美国排放标准方案。与 ULEV 排放标准要求相比，PZEV 排放标准方案的涂层必须具有较高的贵金属含量。在柴油机上则采用 1.5L 大的存储式 NO_x 催化转化器和 2.5L 颗粒捕集器相组合的方案。

4.15.11　运行性能

VEA 发动机系列首批 3 种机型的功率和转矩特性曲线示于图 4-229（见彩插），为了进行比较，图中还示出了老机型 5 缸增压发动机的特性曲线。T6 汽油机低转速时的高转矩非常突出，在整个转速范围内它的转矩特性曲线全面超越了 5 缸

2.5L－IP5 增压汽油机，考虑到其排量减小了25%，使T6汽油机进入了市场上的顶级机型领域。T5 汽油机 1500r/min 低转速时也能提供高转矩，其转矩特性曲线与5缸发动机的差别微不足道。新型 D4 柴油机的转矩和功率与老机型单级涡轮增压5缸机相比，在低转速时两者的特性曲线相当，而转矩的建立则前者更快些，但是最大转矩要在稍微高些的转速才达到。较大的差别则在高转速情况下：新4缸机从3000r/min转速起其低压涡轮承担起增压压力建立的任务，因而能够提供高转矩和高功率。



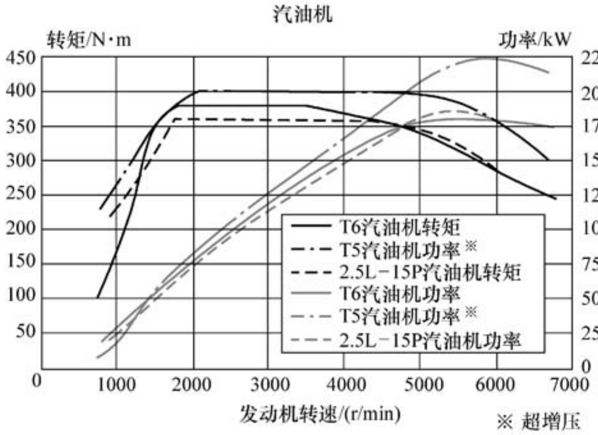


图4-229　T6 和 T5 汽油机以及 D4 柴油机的功率和转矩与老机型5缸 2.5L－IP5 汽油机和 2.0L－15D 柴油机的比较

4.15.12　燃油耗

在 VEA 系列发动机的整个开发过程中十分重视降低燃油耗。在这方面除了发动机小型化之外，主要将精力集中于整机上许多结构的改进。例如，图4-230

示出了发动机的摩擦比较。D4 柴油机的摩擦处于 FEV 分布带的下端，而带有较小轴承和低摩擦活塞的较小功率机型的摩擦甚至更低。T6、T5 和 D4 发动机搭载于 S60 轿车的 CO_2 排放降低的状况示于图 4-231，其中与竞争机型的比较按汽车净重考虑。

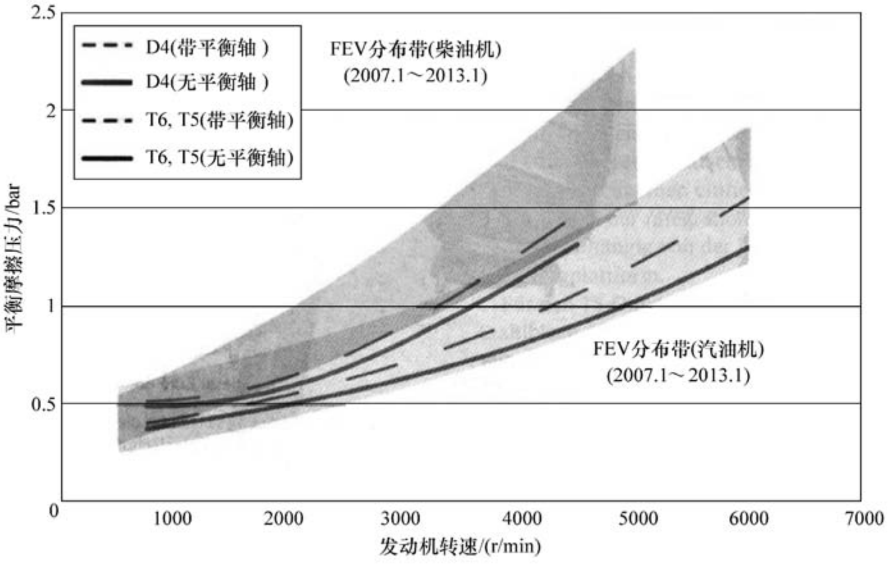


图 4-230　T6、T5 和 D4 发动机摩擦与 FEV 分布带的比较（Stripp 法，无燃烧）

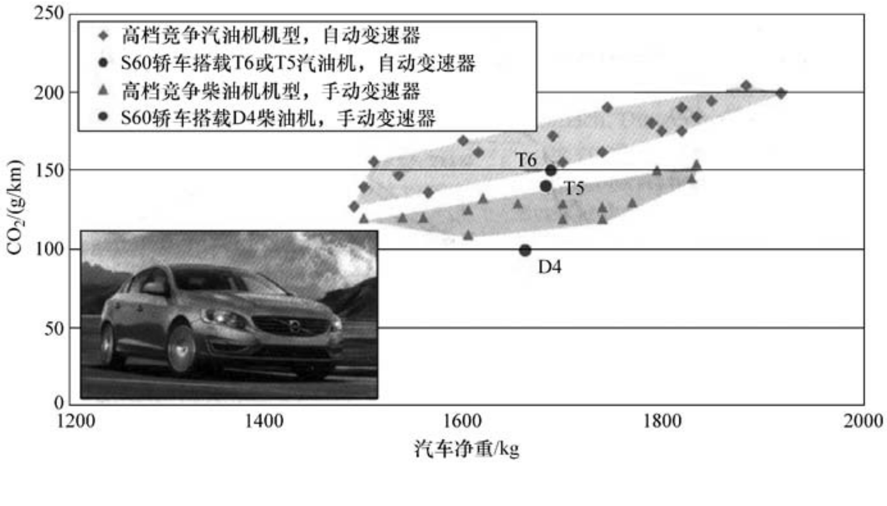


图 4-231　Volvo　S60 轿车新欧洲行驶循环 CO_2 排放

综上所述，Volvo 公司开发成功的新型模块化发动机系列平台由具有两种功率组的 4 缸 2.0L 发动机组成，其宽广的功率跨度是通过增压系统技术实现的，包括带有放气阀的涡轮增压器和高档的两级增压系统。汽油机和柴油机的燃烧过程是按各自的功率水平进行精确调整的，从而降低了燃油耗和废气排放。T6 高功率汽油机的升功率达到了同类机型的顶级水平。由于摩擦较低以及新开发的热力学性能，所有机型的燃油耗都达到了竞争机型中的最好数值。新发动机系列紧凑的外形尺寸和标准的安装位置为汽车开发在安全性、底盘开发和发动机前置车型设计等方面开辟了新的空间。

参 考 文 献

[1] ANDERSON R W, YANG J, BREHOB D D, et al. Understangding the thermodynamics of direct injection spark ignition (DISI) combustion system: an analytical and experimental investigation [J]. SAE, 1996, 962018.

[2] YANG J, ANDERSON R W. Fuel injection strategies to increase full – load torgue output of a direct – injection SI engine [J]. SAE, 1998, 980495.

[3] GÉRARD TRÉMOULIÉRE. DAVID LE VISAGE. Verhaltensstudie eins Krastoffstrahls [J]. MTZ, 2000, 61 (2).

[4] Y. IWAMOTO, K. NOMA, O. NAKAYAMA, T. YAMAUCHI, H. ANDO. Development of Gesolin Direct Injection Engine [J]. SAE, 1997, 970541.

[5] YANG J, ANDERSON R W, SLEEMAN P D, et al. Spark ignition internal combustion engine with multiple vente fule injection. USA, 5713328 [P]. 1998 – 2 – 3, RE36737 [P]. 2000 – 1 – 20.

[6] Glaz T. Differentielle Erfassung von Tumble – Str? mungsfeldern. MTZ, 2000, 61 (1).

[7] Pischinger S, et al. Entflammungsverhalten des DI – Ottomotors. MTZ, 2002, 63 (2).

[8] Wolters P, et al. Temble – Brennverfahren für DI – Ottomotoren. MTZ, 2000, 61 (11).

[9] Schwarz C, et al. Die neuen Vier – und Sechszylinder – Ottomotoren von BMW mit Schiechtbrennverfahren [J]. MTZ 2007, 68 (5).

[10] Müller E, et al. Potenzial der Doppeleinspritzung beim DI – Ottomotor [J]. MTZ 2006, 67 (9).

[11] Kufferath A, et al. Die neue Emissionsstrategie der Benzin – Direkteinspritzung [J]. MTZ 2003, 64 (11).

[12] Geiger J, et al. Aufladunng und Direkteinspritzung Synergien für zukünftige Ottomotoren [J]. MTZ 2004, 65 (12).

[13] Willand J, et al. Das Potenzial Aufgeladener Ottomotoren mit Direkteinspritzung [J]. MTZ 2009, 70 (2).

[14] Schmidt S, et al. Brennverfahrenskonzepte für eine Niederdruck – Direkteinspritzung bei Ottomotoren [J]. MTZ 2011, 72 (7 – 8).

[15] Szengel R, et al. Die Ottomotoren des neuen VW Golf [J]. ATZ 11/2003.

[16] Szengel R, et al. Der neue 2. 0 – L – FSI Ottomotor mit Vierventil – technik [J]. ATZ 7 – 8/2003.

[17] EIser A, et al. Die neuen V6 – Ottomotoren [J]. ATZ 3/2004.

[18] Bühl H, et al. Potenzial von Schaltsaugrohren zur CO2 – Reduktion in der Teillast [J]. MTZ 2013, 74 (11).

[19] Moser W, et al. Benzin – Direknzuteinspritung—ein neue Herausfor derung für Zuküftige Motorsteuerungssysteme Teil 1: Einspritzsystem und Motorsteuerung [J]. MTZ 1997, 58 (9).

[20] Christian P, et al. Benzin – Direkteinspritung—ein neue Herausforderung für Zuküftige Motorsteuerungssysteme Teil 2: Ein – Spritzventil und Gemischbildung [J]. MTZ 1997, 58 (10).

[21] Achleitner E, et al. Benzin – Direkteinspritzsystem mit Piezo – Injector für strehlgeführte Brennverfahren [J]. MTZ 2004, 65 (5).

[22] Heinstein A, et al. Direkteinspritzsystem für Ottomotoren [J]. MTZ 2013, 74 (3).
[23] Naomichi Miyashita, et al. Spark Plugs for Gasoline Direct Injection Engines [J]. SAE Paper 2001 – 01 – 1200.
[24] Takaki D, et al. Study of an EGR System for Downsizing Turbocharged Gasolinee Engine to Improve Fuel Economy [J]. SAE Paper 2014 – 01 – 1199.
[25] Roth D, et al. Applikation einer Hybrid – Abgasrückführung bei aufgeladenen DI – Ottomotoren [J]. MTZ 2010, 71 (4).
[26] Klotzhah P, et al. Ivnnovation elektronisch geregelte Abgasrück – führventil [J]. MTZ 2003, 64 (9).
[27] Flaig B, et al. Abgasrückführung bei Ottomotoren mit Direkteinsp ritzung [J]. MTZ 2010, 71 (1).
[28] Glück K – H, et al. Die Abgasreinigung FSI – Motoren von Volkswagen [J]. MTZ 2000, 61 (6).
[29] Brandt S, et al. Entwicklungsfortschritte bei NOx – Absorber – Kataly – Satoren für DI – Ottomotoren [J]. MTZ 2002, 63 (2).
[30] Kufferath A, et al. Die neue Emissionsstrategie der Benzin – Direkt – Einspritzung [J]. MTZ 2003, 64 (11).
[31] Kannapin O, et al. Partikelreduktion neue Herausforderung für Otto – motoren mit Direkteinspritzung [J]. MTZ 2010, 71 (11).
[32] Kapus P, et al. Reduzierung der Partikelanzahl durch Applikative Massnahmen [J]. MTZ 2010, 71 (11).
[33] Dingelstadt R, et al. Potenziale der Abgasrückführung beim Otto – Motor [J]. MTZ 2014, 75 (9).
[34] Dagefärde H, et al. Reducktion der Partikelemission bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung [J]. MTZ 2015, 76 (10).
[35] Hadler J, et al. Einflussfaktoren auf die Partikelentstehung unter Realfahrbedingungen [J]. MTZ 2016, 77 (3).
[36] Blümm M, et al. Innovative Schaftbeschichtungen für Otto – und Dieselmotorkolben [J]. MTZ 2016, 77 (2).
[37] Esser J, et al. Kompression – Kolbenringe in Otto – und Dieselmotoren [J]. MTZ 2005, 66 (7/8).
[38] Herbst – Dederichs C, et al. Hybrid – Laufbuchsen aus Grauguss und Aluminium [J]. MTZ 2004, 65 (10).
[39] Kennedy M, et al. Kolbenringbeschichtung zur Reibungssekung im Ottomotoren [J]. MTZ 2012, 73 (5).
[40] Kennedy M, et al. Weniger Reibleistung durch neue Kolbenring – Beschichtung [J]. MTZ 2014, 75 (4).
[41] Morgenstern R, et al. Minimierung von Vetschleiβ und Reibungs – verlusten durch neue Kolbenbolzenbeschichtung [J]. MTZ 2007, 68 (10).

[42] Aumiller M, et al. Gespritzte Fe – Al – Zylinderaufbuchse mit optimiertem Wärmeübergang [J]. MTZ 2015, 76 (4).

[43] Sorger H, et al. Leichbau von Zylinderkurbelgehaüsen aus Eisenguss [J]. MTZ 2015, 76 (3).

[44] Christopherson D, et al. Neue Werkstoffe für Ventilsitzringe [J]. MTZ 2015, 76 (11).

[45] Gabriel H, et al. Abgasturbolader mit Variable Turbinengeometrie für Ottomotern [J]. MTZ 2007, 68 (2).

[46] Adomeit P, et al. Zweistufige Turboaufladung—Konzept für hoch – aufladene Ottomororen [J]. MTZ 2010, 71 (5).

[47] Christmann R, et al. Zweistufige geregelte Aufladung für Pkw – und Nfz – Motoren [J]. MTZ 2005, 66 (1).

[48] Breitbach H, et al. Kommt die elekttische Aufladung? [J]. MTZ 2015, 76 (7/8).

[49] Rothgang S, et al. Der elekttische Verdichter Herausforderung, Konzeption und Umsetzung [J]. MTZ 2015, 76 (9).

[50] Breitbach H, et al. Anwendung und Ausführung des elekttisch ange – triebenen Verdichters von BorgWarner [J]. MTZ 2015, 76 (10).

[51] Beer J, et al. Elektrisch unterstützen Aufladung für Leistungs – und Verbrauchskonzepte [J]. MTZ 2016, 77 (12).

[52] Knecht A, et al. "VaneCAM" Nockenwellenversteller der dritten Generation [J]. MTZ 2002, 63 (4).

[53] Kaufeld H, et al. Der neue Ford – Duratec – 1. 6L – Ti – VCT – Motor [J]. MTZ 2005, 66 (3).

[54] Knecht A, et al. Vane – CAM Nockenwellenversteller mit neuen Functionalitäten [J]. MTZ 2007, 68 (1).

[55] Meinig UWE, et al. Neues Nockenwellenverstellermodul für PKW – Motoren [J]. MTZ 2013, 74 (7/8).

[56] Ebel B, et al. Die neuen V – Motoren vom Volkswagen mit Doppelnockenwellenverstellung [J]. MTZ 2000, 61 (12).

[57] Neubauer D, et al. EVCP—ein neues Verständnis für Nockenwellen – Versteller [J]. MTZ 2005, 66 (1).

[58] Krebber – Hortmann K, et al. Möglichkeiten zur Kraftstoff – Einsparung durch elektrische Nockenwellenverstellung [J]. MTZ 2013, 74 (11).

[59] Jacqué E, et al. Der elektrisch angetriebene Nockenwellenversteller von Delphi [J]. MTZ 2013, 74 (2).

[60] Solfrank P, et al. Potenziale moderner Nockenwellenverstellsysteme [J]. MTZ 2016, 77 (11).

[61] Salber W, et al. Der Elektromechanische Ventiltrieb—Systembaustein für zukünftige Antriebskonzepte Teil 1 [J]. MTZ 2000, 61 (12).

[62] Salber W, et al. Der Elektromechanische Ventiltrieb—Systembaustein für zukünftige Antriebskonzepte Teil 2 [J]. MTZ 2001, 62 (1).

[63] Flierl R, et al. Der neue BMW Vierzylinder – Ottomotor mit VALVETRONIC Teil 1: Konzept und konstruktiver Aufbau [J]. MTZ 2001, 62 (6).

[64] Liebl J, et al. Der neue BMW Vierzylinder – Ottomotor mit VALVETRONIC Teil 2: Thermodynamik und funktionale Eigenschaften [J]. MTZ 2001, 62 (7, 8).
[65] Liebl J, et al. Die Steuerung der neuen BMW Valvetronic – Motoren [J]. MTZ 2001, 62 (7, 8).
[66] Pischinger S, et al. Ladungsbewegung und Gemischbildung bei Ottomotoren mit voll variabler Ventilsteuerung [J]. MTZ 2001, 62 (11).
[67] Denger D, et al. Die elektrohydraulische Ventilsteuerung [J]. MTZ 2004, 65 (12).
[68] Ademes N, et al. VentiltriebsVariabilitäten für modern Ottomotoren [J]. MTZ 2005, 66 (12).
[69] Klaus B, et al. Weiterentwicklung der vollvariablen Ventilsteuerung BMW – Valvetronic [J]. MTZ 2005, 66 (9).
[70] Flierl R, et al. Perspektiven des vollvariablen Ventiltriebs Univalve auf Basis eines 2. 0 – L – Ottomotors [J]. MTZ 2006, 67 (7, 8).
[71] Flierl R, et al. Voll variabler Ventiltrieb und variable Verdichtung Erste Messergebnisse [J]. MTZ 2009, 70 (7, 8).
[72] Bernard L, et al. Elektrohydraulische Ventilsteuerung mit dem "MultiAir" – Verfahren [J]. MTZ 2009, 70 (12).
[73] Haas M, et al. Elektrohydraulischer Vollvariabler Ventiltrieb [J]. MTZ 2010, 71 (3).
[74] Flierl R, et al. UNIVALVE—Ein vollvariables mechanisches Ventiltriebsystem für zukünftige Verbrennunungsmotoren [J]. MTZ 2011, 72 (5).
[75] Flierl R, et al. Potenziale des vollvariablen Ventiltriebs beim Turbo – Ottomotor mit Direkteinspritzung [J]. MTZ 2011, 72 (7, 8).
[76] Schulze T, et al. Virtuelle Entwicklung von Steuergerätefunktionen für vollvariable Ventiltriebe [J]. MTZ 2012, 73 (6).
[77] Breuer M, et al. Serienentwicklung eines mechanisch vollvariablen Ventiltriebs [J]. MTZ 2017, 78 (2).
[78] Geringer B, et al. Laserzündung Einneuer Weg für den Ottomotor [J]. MTZ 2004, 65 (3).
[79] Kettner M, et al. Mikrowellenbasiertes Zündprinzip für Ottomotoren mit Direkteinspritzung und strahlgeführtem Brennverfahren [J]. MTZ 2006, 67 (6).
[80] Bohne S, et al. Hochfrequenz – Zündsystem mittels Korona – Entladung [J]. MTZ 2014, 75 (1).
[81] Voigt D, et al. Kraftstoffverbrauchs Vorteile durch Regelölpumpen [J]. MTZ 2003, 64 (12).
[82] Jensen H, et al. Kraftstoffeinsparpotenzial der geregelten Pendelschieberpumpe [J]. MTZ 2010, 71 (2).
[83] Voigt D, et al. Zweiflutige Aussenzahnrad – Regel – Ölpumpe für Nutzfahzeug – Motoren [J]. MTZ 2011, 72 (4).
[84] Conrad H, et al. Kombinierte Öl – Vakuumpumpe [J]. MTZ 2015, 76 (7 – 8).
[85] Malvasi A, et al. Entwicklung einer elektrisch Angetriebenen Ölpumpe [J]. MTZ 2012, 73 (11).
[86] Gester A, et al. Thermomanagement mit elektrischer Kühlmittelpumpe immer richtig temperiert

[J]. MTZ 2004, 65 (11).
[87] Knauf B, et al. Auslegung eines Kühlsystems mit elektrischer Kühlmittelpumpe [J]. MTZ 2005, 66 (11).
[88] Keller P, et al. Hybrid – Kühlmittelpumpe mit elektrischem und mechanischem Antrieb [J]. MTZ 2010, 71 (11).
[89] Wickerath B, et al. Vollvariable mechanische Kühlmittelpumpe für Nutzfahrzeuge [J]. MTZ 2011, 72 (1).
[90] Granottier N, et al. Thermomanagement der Motoren von Volvo für Schwere Nfz [J]. MTZ 2015, 76 (2).
[91] Wenzel W, et al. Neues Thermomanagement beim Dieselmotor [J]. MTZ 2013, 74 (5).
[92] Edwards S, et al. CO2 – Minderung bei einem Trbo – DI – Ottomotor durch optimiertes Thermomanagement [J]. MTZ 2008, 69 (1).
[93] Korte V, et al. Effizientes Downsizing für zukünftige Ottomotoren [J]. MTZ 2011, 72 (5).
[94] Golloch R, et al. Downsizing bei Verbrennungsmotoren [J]. MTZ 2005, 66 (2).
[95] Kaufeld H, et al. Der neue Ford – Duratec – 1.6L – Ti – VCT – Motor [J]. MTZ 2005, 66 (3).
[96] Alt M, et al. Untersuchungen zum Direktstart eines Ottomotor [C]. 10. Tagung "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors", Graz, 2005.
[97] Laubender J, et al. Vom Direktstart zum markttraktiven Start – Stopp – System [C]. 14. Aachener Kolloquium Fahrzeug – und Motorentechnik 2005.
[98] Kulzer A, et al. Der Direktstart—Vom Modell zum Demonstrator [J]. MTZ 2006, 67 (9).
[99] Ariztegui J, et al. LPG – Flüssiggas – Direkteinspritzung für Turbo – Ottomotoren [J]. MTZ 2015, 76 (10).
[100] Hofmann P, et al. Potenzial der CNG – Direkteinblasung für Downsizingmotoren [J]. MTZ 2016, 77 (7 – 8).
[101] Iwamoto Y, et al. Development of Gasoline Direct Injection Engine [J]. SAE peper 970541 (1997).
[102] Kume T, et al. Combustion Control Technologies for Direct Injection SI Engine [J]. SAE peper 960600 (1996).
[103] Harada J, et al. Development of Direct Injection Gasoline Engine [J]. SAE peper 970540 (1997).
[104] Tomoda T, et al. Development of Direct Injection Gasoline Engine – Study of Stratified Mixture Formation [J]. SAE peper 970539 (1997).
[105] Ohsuga M, et al. Mixture Preparation for Direct – Injection SI Engine [J]. SAE peper 970542 (1997).
[106] Schmittger W, et al. 2.2 Direct Ecotec—Neuer Ottomotor mit Derekt einpritzung von Opel [J]. MTZ 2003, 64 (12).
[107] Lückert P, et al. Der neue V6 – Ottomotor mit Derekteinpritzung von Mercedes – Benz [J]. MTZ 2006, 67 (11).

[108] Sacki T, et al. 进气道喷射与缸内直接喷射组合的丰田 2GR－FSE－V6－3. 5L 汽油机 [J]. 丰田技术评论, 2007 (3).

[109] Böhme J, et al. Der neue 1.8L－Vierzylinder－T FSI－Motor von Audi. Teil 1: Konstruktion und Mechanik [J]. MTZ 2006, 67 (10).

[110] Helbig J, et al. Der neue 1.8L－Vierzylinder－T FSI－Motor von Audi. Teil 2: Konsyruktion Anbauteile und Thermodynamik [J]. MTZ 2006, 67 (11).

[111] Krebs R, et al. Neue Ottomotor mit Derekteinpritzung Doppelaufladung Von Volkswagen. Teil 1: Konstruktive Gestaltung [J]. MTZ 2005, 66 (11).

[112] Krebs R, et al. Neue Ottomotor mit Derekteinpritzung Doppelaufladung Von Volkswagen. Teil 2: Thermodynamik [J]. MTZ 2005, 66 (12).

[113] Mährle W, et al. High Precision Injectioin in Verbindung mit Aufladung am neuen BMW Twin－Turbo－Ottomotor [J]. MTZ 2007, 68 (4).

[114] Welter A, et al. Der neue aufladene Reihensechszylinder－Ottomotor von BMW [J]. MTZ 2007, 68 (2).

[115] Middendorf H, et al. Der 1.4L－TSI－Ottomotor mit Zylinderabschaltung [J]. MTZ 2012, 73 (3).

[116] Korte V, et al. Downsizing－Motor von Mahle als Technologiedemonstra tor－Konzept, Auslegung und Konstruktion [J]. MTZ 2008, 69 (1).

[117] Korte V, et al. 30% Höhere Effizienz bei 50% Hubraum [J]. MTZ 2010, 71 (3).

[118] Eichler F, et al. Der 1.0L－Dreizylider－TSI－Motor im Modularen Baukasten von Volkswagen [J]. MTZ 2014, 75 (11).

[119] Budack R, et al. Der neue 2.0L－R4－TFSI－Motor von Audi [J]. MTZ 2016, 77 (5).

[120] Senars M, et al. Potennziale des variablen Verdichtungsverhält nisses am voll gemillerten Ottomotor [J]. 2016, 77 (5).

[121] Szengel R, et al. Der modulare Ottomotorbaukasten von Volkswagen [J]. MTZ 2012, 73 (6).

[122] Steinparzer F, et al. Die neue Efficient－Dynamics－Motorenfamilie von BMW [J]. MTZ 2014, 75 (5).

[123] Crabb D, et al. Neue modulare Motoren－Plattform von Volvo [J]. MTZ 2013, 74 (9).